

VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA HYDROMECHANIKY A HYDRAULICKÝCH
ZAŘÍZENÍ

Energetická hlediska provozu pneumatických
systémů
Energy Aspects of Pneumatic Systems Operation

Student:

Bc. Jakub Mrovec

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Mrovec**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Energetická hlediska provozu pneumatických systémů**
Energy Aspects of Pneumatic Systems Operation

Zásady pro vypracování:

- 1) Uveďte základní zákony a výpočtové vztahy pro proudění a spotřebu stlačeného vzduchu.
- 2) Zhodnoťte problematiku energetické náročnosti výroby, úpravy a rozvodu stlačeného vzduchu.
- 3) Uveďte kritéria pro návrh optimálního rozvodu stlačeného vzduchu.
- 4) Zmapujte energetické ztráty při provozu pneumatických mechanismů a uveďte příklady úspory energie u zvoleného obvodu s přímočarým pneumomotorem.
- 5) Experimentálně zjistěte ztráty vzduchu v rozvodu stlačeného vzduchu v laboratoři pneumatiky a navrhnete opatření.

Seznam doporučené odborné literatury:

LIŠKA, A., NOVÁK, P. *Technika stlačeného vzduchu*. Praha: ČVUT, 1999, 361 s. 1. vydání. ISBN 80-01-01947-0
LIŠKA, A., HORKA, J. Racionální hospodaření se stlačeným vzduchem. In *Strojírenská výroba*. Praha: SNTL Praha. Sv. 33, č. 7-12. Listopad 1885. s. 857-866. ISSN 0039-2456
KOLEKTIV AUTORŮ. *SMC Training – Stlačený vzduch a jeho využití*. Brno: SMC Industrial Automation CZ s.r.o. 2. vydání. 344 s.
BEATER, P. *Pneumatic drives: system design, modelling and control*. Berlin: Springer, 2007. 323 p. ISBN 978-3-540-69470-0
ENGEL, L. *Druckluft-Handbuch*. Essen: Vulkan, 1971. 601 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové (bakalářské) práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MROVEC, J. Energetická hlediska provozu pneumatických systémů. Ostrava: Katedra Hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011, 68s. Diplomová práce, vedoucí Dvořák, L.

Diplomová práce se zabývá energetickou náročností a úsporami energie při provozu pneumatických systémů. V úvodu jsou popsány základní zákony a výpočtové vztahy pro proudění a spotřebu stlačeného vzduchu. Také je zde zhodnocena problematika energetických ztrát při výrobě, úpravě a rozvodu stlačeného vzduchu. Obsahuje podrobné výpočty tlakových a průtokových ztrát a způsoby a metody jejich zjišťování.

Druhá část diplomové práce je zaměřena na experimentální zjištění spotřeby vzduchu zvoleného pneumatického mechanismu a navržení úspor.

Poslední, ale nejdůležitější částí diplomové práce je experimentální zjištění ztrát v rozvodu vzduchu v laboratoři pneumatiky a na základě těchto zjištěných skutečností návrh nápravných opatření.

ANNOTATION DER DIPLOMARBEIT

MROVEC, J. Energetische Aspekte des Betriebs der pneumatischen Systeme. Ostrava: Lehrstuhl der Hydromechanik und hydraulischen Anlagen, Fakultät für Maschinenbau VŠB-Technische Universität Ostrava, 2011, 68s. Diplomarbeit, Leiter Dvořák, L.

Die Arbeit befasst sich mit den Energieeinsparungen von pneumatischen Systemen in einem Betrieb. In die Einleitung sind die grundlegende Gesetze und Berechnungsbeziehungen für Strömung und Verbrauch der Druckluft beschrieben. Es ist hier auch die Problematik der Energieverluste bei der Produktion, der Bearbeitung und der Verteilung der Druckluft ausgewertet. Sie enthält detaillierte Berechnungen der Druck- und Durchflussverluste und die Wege und Methoden deren Bestimmung.

Der zweite Teil der Diplomarbeit ist gerichtet auf die experimentelle Bestimmung des Luftverbrauches des ausgewählten pneumatischen Mechanismus und den Entwurf der Einsparungen. Der letzte, aber der wichtigste, der Teile der Diplomarbeit ist eine experimentelle Bestimmung der Verluste in der Luftverteilung im Labor der Pneumatik und auf Basis dieser ermittelten Tatsachen, der Entwurf der Korrekturmaßnahmen.

OBSAH DIPLOMOVÉ PRÁCE

| | |
|--|----|
| Přehled použitých označení a jejich jednotek | 8 |
| ÚVOD | 11 |
| 1. ZÁKADNÍ ZÁKONY A VÝPOČTOVÉ VZTAHY PRO PROUDĚNÍ A SPOTŘEBU STLAČENÉHO VZDUCHU | 14 |
| 1.2 Spotřeba vzduchu | 14 |
| 1.3 Proudění vzduchu | 14 |
| 1.4 Třecí a místní ztráty | 15 |
| 1.5 Výtok plynu z nádoby | 17 |
| 2. VÝROBA, ÚPRAVA A ROZVOD STLAČENÉHO VZDUCHU | 20 |
| 2.1 Výroba stlačeného vzduchu | 21 |
| 2.2 Vliv změny teploty a tlaku vzduchu na výkonnost kompresoru | 23 |
| 2.3 Úprava stlačeného vzduchu | 24 |
| 2.3.1 Sušení vzduchu | 25 |
| 2.4 Projektování a instalace zařízení | 29 |
| 2.5 Vliv regulace | 30 |
| 2.6 Využití odpadního tepla z kompresorových stanic | 31 |
| 2.7 Potrubní rozvody stlačeného vzduchu – rozvodné systémy | 32 |
| 3. KRITÉRIA PRO NÁVRH OPTIMÁLNÍHO ROZVODU STLAČENÉHO VZDUCHU | 35 |
| 3.1 Volba optimálního průměru potrubí | 36 |
| 3.2 Volba optimální rychlosti stlačeného vzduchu v potrubí | 36 |
| 3.3 Příklad výpočtu vlivu tlakové ztráty na výkon motoru | 37 |
| 4. ZPŮSOBY A METODY ZJIŠŤOVÁNÍ ENERGETICKÝCH (TLAKOVÝCH A PRŮTOKOVÝCH) ZTRÁT | 38 |
| 4.1 Měření tlakových a průtokových ztrát | 40 |
| a) Měření tlakových ztrát v potrubí | 40 |

| | |
|---|-----------|
| b) Měření tlakových ztrát v hadicích..... | 41 |
| c) Měření objemových ztrát | 41 |
| 4.2 Spotřeba vzduchu typického přímočarého pneumomotoru..... | 42 |
| 4.2.1 Sestavený pneumatický obvod a identifikace prvků | 43 |
| 4.2.2 Spotřeba vzduchu stanovená výpočty | 45 |
| 4.2.3 Spotřeba vzduchu přímočarého pneumomotoru stanovená experimentálně | 46 |
| 4.3 Porovnání a vyhodnocení spotřeby vzduchu přímočarého pneumatického motoru... | 49 |
| 5. METODIKA A MĚŘENÍ ZTRÁT V ROZVODU VZDUCHU V LABORATOŘI | 51 |
| 5.1 Určení ceny za $\frac{1\text{m}^3}{\text{N}}$ pro kompresor ORLIK 240/24 (strojovna)..... | 52 |
| 5.2 Experimentální výpočty pro jednotlivá místa měření: | 53 |
| <i>Kompresor ORLIK IJSK50 (laboratoř):</i> | 53 |
| <i>Kompresor ORLIK 240/24 (strojovna):</i> | 53 |
| <i>Vzdušník SLOKOV VD (strojovna):</i> | 54 |
| <i>Vzdušník (laboratoř):</i> | 54 |
| <i>Měděné rozvody:</i> | 54 |
| <i>Šroubení (T-kus):</i> | 55 |
| 5.3 Shrnutí měření a návrh případných nápravných opatření: | 55 |
| 6. ZÁVĚR | 58 |
| 7 . POUŽITÉ ZDROJE A LITERATURA | 62 |
| Zdroje z internetu: | 62 |
| 8. PŘÍLOHY | 64 |

Přehled použitých označení a jejich jednotek

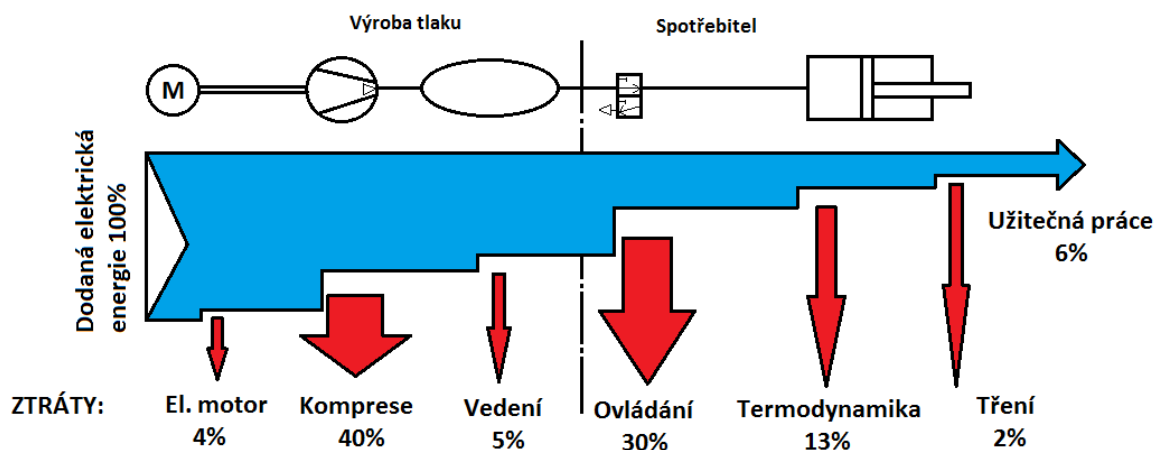
| | | |
|--------------|---|----------------|
| c_p | <i>měrná tepelná kapacita při stálém tlaku</i> | $[I]$ |
| c_v | <i>měrná tepelná kapacita při stálém objemu</i> | $[I]$ |
| d | <i>průměr</i> | $[mm]$ |
| d | <i>průměr pístnice</i> | $[mm]$ |
| g | <i>tíhové zrychlení</i> | $[m.s^{-2}]$ |
| l | <i>délka</i> | $[mm]$ |
| \dot{m} | <i>hmotnostní průtok</i> | $[kg.s^{-1}]$ |
| m_z | <i>hmotnostní ztráta</i> | $[kg.s^{-1}]$ |
| n | <i>počáteční otáčky</i> | $[s^{-1}]$ |
| n' | <i>koncové otáčky</i> | $[s^{-1}]$ |
| p | <i>tlak</i> | $[Pa]$ |
| p_{abs} | <i>absolutní tlak</i> | $[Pa]$ |
| p_0 | <i>počáteční tlak</i> | $[Pa]$ |
| p_1 | <i>počáteční tlak</i> | $[Pa]$ |
| p_2 | <i>konečný tlak</i> | $[Pa]$ |
| Δp | <i>tlakový ztráta</i> | $[Pa]$ |
| Δp_a | <i>naměřený rozdíl tlaků</i> | $[Pa]$ |
| Δp_b | <i>naměřený rozdíl tlaků</i> | $[Pa]$ |
| x | <i>cena</i> | $[Kč / m_N^3]$ |
| y | <i>spotřeba kompresoru</i> | $[Kč/kWh]$ |
| t | <i>čas</i> | $[s]$ |

| | | |
|---------------|---|----------------|
| v | <i>rychlost</i> | $[m.s^{-1}]$ |
| v_{\max} | <i>maximální rychlost</i> | $[m.s^{-1}]$ |
| v_2 | <i>výtoková rychlost</i> | $[m.s^{-1}]$ |
| C_{vz} | <i>cena stlačeného vzduchu</i> | $[kč / m_n^3]$ |
| D | <i>průměr pístu válce</i> | $[mm]$ |
| H | <i>zdvih válce</i> | $[mm]$ |
| L | <i>délka potrubí</i> | $[mm]$ |
| L_e | <i>ekvivalentní délka potrubí</i> | $[mm]$ |
| Q | <i>spotřeba vzduchu</i> | $[dm^3]$ |
| Q_V | <i>objemový průtok</i> | $[m^3.s^{-1}]$ |
| Q_k | <i>konstantní průtok</i> | $[m^3.s^{-1}]$ |
| Q_0 | <i>objemový průtok nestlačeného plynu</i> | $[m^3.s^{-1}]$ |
| Q_z | <i>objemová ztráta</i> | $[m^3.s^{-1}]$ |
| R | <i>plynová konstanta vzduchu</i> | $[J / kg.K]$ |
| Re | <i>Reynoldsovo číslo</i> | $[I]$ |
| S | <i>plocha</i> | $[mm^2]$ |
| T_N | <i>teplota za normálních podmínek</i> | $[K]$ |
| T_0 | <i>počáteční teplota</i> | $[K]$ |
| T_1 | <i>teplota vzduchu</i> | $[K]$ |
| V | <i>objem</i> | $[m^3]$ |
| ΔV | <i>rozdíl objemů</i> | $[m^3]$ |
| ξ | <i>ztrátový součinitel</i> | $[I]$ |
| ε | <i>relativní drsnost stěny</i> | $[I]$ |

| | | |
|------------|------------------------------|-----------------|
| η | <i>dynamická viskozita</i> | $[Pa.s]$ |
| λ | <i>součinitel tření</i> | $[I]$ |
| π | <i>Ludolfovo číslo</i> | $[I]$ |
| χ | <i>Poissonova konstanta</i> | $[I]$ |
| ν | <i>kinematická viskozita</i> | $[m^2.s^{-1}]$ |
| ψ | <i>výtokový součinitel</i> | $[I]$ |
| Δ_1 | <i>neznámé chyby</i> | $[I]$ |
| Δ_2 | <i>neznámé chyby</i> | $[I]$ |
| ρ | <i>hustota</i> | $[m^3.kg^{-1}]$ |

ÚVOD

Hospodárná výroba a rozvod pneumatické energie je od nepaměti podceňovanou záležitostí. Vždyť vzduch je považován za laciné a bezpečné médium, které se nachází všude kolem nás a nemusíme ho kupovat. Bohužel, jaksi se při tom zapomíná, že stlačování vzduchu je činnost energeticky velice náročná a podceňování a nevědomost o získávání a využívání pneumatické energie může mít za následek obrovské ekonomické ztráty.



Obr.0.1: Energetická bilance pneumatického mechanismu

V energetické bilanci pneumatického mechanismu musíme počítat s účinnosti hnacího elektromotoru $\eta_{EM} = 0,8 - 0,92$, účinnosti kompresoru $\eta_K = 0,42 - 0,65$, účinnosti rozvodu $\eta_R = 0,8 - 0,85$ a účinností přímočarého pneumomotoru $\eta_{PM} = 0,9 - 0,94$ (rotačního pneumomotoru $\eta_{PM} = 0,45 - 0,5$), takže celková účinnost pro přímočarý pneumomotor bude:

$$\eta_{PP} = \frac{P_2}{P_1} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_K \cdot \eta_R \cdot \eta_{PM} = 0,24 - 0,47 = 24 - 47\% \quad (0.1)$$

(u rotačního pneumomotoru $\eta_{PP} = 0,12 - 0,25$)

Výsledná účinnost pneumatických systému může jít ale ještě níž a to použitím spalovacího motoru jako hnacího motoru kompresoru, jehož účinnost je $\eta_{SM} = 0,3 - 0,45$, což je podstatně méně než už el. motoru a proto může výsledná účinnost dosáhnout hodnoty jen $\eta_{PP} = 0,5 - 0,12$.

Porovnáme-li účinnosti tří základních mechanismů, je patrná jednak nízká účinnost kompresoru a pneumomotoru ve srovnání s elektromotorem, hydrogenerátorem a hydromotorem a zejména nízká účinnost rozvodu stlačeného vzduchu v důsledku podstatně vyšších tlakových ztrát potrubí, dlouhých stovky až tisíce metrů ve srovnání s vedením kapaliny a dále ztrát průtokových netěsnostmi vedení. [1]

1. ZÁKADNÍ ZÁKONY A VÝPOČTOVÉ VZTAHY PRO PROUDĚNÍ A SPOTŘEBU STLAČENÉHO VZDUCHU

1.1 Základní zákony

Stlačený vzduch je nositelem tří základních forem energie, a to **potenciální**, **deformační** a **kinetické**, které jsou využity ke konání mechanické práce.

Pro proudící stlačený vzduch platí **Bernoulliho rovnice**:

$$g.h + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = konst. \quad (1.1)$$

kde zleva, první člen představuje potenciální (tíhovou) energii, druhý člen tlakovou (deformační) energii a třetí člen energii kinetickou.

Výkon pneumatických mechanismů je určen dvěma základními parametry, a to **tlakem** a **objemovým průtokem**. Pracují se směsí suchého vzduchu, vodní páry a olejové mlhy. Vzhledem k těmto složkám by výpočtové vztahy byly komplikované, proto se zavádí tzv. **ideální plyn**, zbavený vlhkosti a oleje.

Stavové veličiny ideálního plynu jsou na sebe vázány rovnicí stavu:

$$p.v = R.T.n \quad (1.2)$$

Rovnice stavu pro reálné plyny se liší v součiniteli stlačitelnosti ζ :

$$p.v = \zeta.R.T \quad (1.3)$$

V technice stlačených plynů se rozlišují dva druhy tlaků, **absolutní** a **přetlak**.

Přetlak obvykle odečítáme z tlakoměrů, kdežto absolutní tlak se musí přepočítat součinem naměřeného tlaku a okamžitého atmosférického (barometrického) tlaku:

$$P_{abs} = P_{př} + P_{bar} \quad (1.4)$$

Při ustáleném proudění je v každém okamžiku a každém průřezu stejný hmotnostní proud plynu, platí tzv. **Rovnice kontinuity**:

$$Q_1 \cdot \rho_1 = Q_2 \cdot \rho_2 \quad (1.5)$$

1.2 Spotřeba vzduchu

Průtok, též nazývaný jako **spotřeba vzduchu** se přepočítává na tzv. **normální (normovaný) stav**, označovaný jako Q_N , což je množství vzduchu, při normálních podmínkách ($p_N = 100 \text{ kPa}$, $T_N = 293 \text{ K}$), vyplňující objem 1 m^3 :

$$Q_N = Q \cdot \frac{p_a}{p_N} \cdot \frac{T_N}{T_1} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (1.6)$$

p_N (kPa_{abs}), T_N (K)technický normální tlak a teplota

T_1 (K)okolní teplota vzduchu

p_a (kPa)absolutní tlak

Q ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)průtok při pracovním tlaku a teplotě

Stejně jako tlak a průtok má i **teplota** velký význam pro termodynamické výpočty, jednak proto, že je jedním z členů stavové rovnice a také proto, že se při práci pneumatických mechanismů neustále mění, hlavně díky prudké kompresi vzduchu v kompresoru.

1.3 Proudění vzduchu

Proudění vzduchu v potrubí může být dvojího druhu:

- Laminární proudění
- Turbulentní proudění

Rozhodujícím faktorem je Reynoldsovo číslo Re , u něhož platí, že kritická hranice $Re < 2320$ má za následek Laminární proudění, při hodnotě vyšší než $Re > 2320$ nastává proudění Přechodné a v případě, kdy má Re hodnotu vyšší než $Re > 10\,000$, můžeme hovořit o Turbulentním proudění.

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad [1] \quad (1.7)$$

1.4 Třecí a místní ztráty

Z Reynoldsova čísla můžeme určit součinitele tření λ , který se pro laminární proudění vypočte jako:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad [-] \quad (1.8)$$

U turbulentního proudění je tečné napětí větší a proto jsou ztráty třením větší než u laminárního proudění. Musíme počítat s vnitřním třením potrubí. Bylo stanoveno několik vztahů, pro výpočet součinitele λ :

- Pro hladké potrubí se používá **Blasiův** vztah: $\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}}} \quad [-] \quad (1.9)$

- **Nikuradseho** vztah: $\lambda = \frac{1}{\left[2 \cdot \log(\text{Re} \cdot \sqrt{\lambda}) - 0,8\right]^2} \quad [-] \quad (1.10)$

A jiní (Hermann, Altšul, Coolebrook – White, Churchill).

Volbu třecího součinitele λ můžeme také vypočítat v závislosti na způsobu dopravy:

- Pro kovové potrubí $\lambda = \frac{0,242}{\text{Re}^{0,22}} \quad [-] \quad (1.11)$

- Pro pryžové hadice $\lambda = 0,011 + 0,917 \cdot \text{Re}^{-0,41} \quad [-] \quad (1.12)$

- Pro plastové hadice $\lambda = 1,15 \cdot \frac{0,288}{\text{Re}^{0,0226}} \quad [-] \quad (1.13)$

K získání vztahu pro Δp odvodíme závislost pro rychlost a objemový průtok:

$$\text{-maximální rychlost: } v_{\max} = \frac{\Delta p \cdot d^2}{16 \cdot \eta \cdot L} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (1.14)$$

$$\text{-objemový průtok: } Q_v = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot \Delta p}{128 \cdot \eta \cdot L} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (1.15)$$

Dosažením střední rychlosti do rovnice objemového průtoku dostaneme vztah pro

$$\text{tlakovou ztrátu: } \Delta p = \frac{128 \cdot Q \cdot \eta \cdot L}{\pi \cdot d^4} = \frac{32 \cdot \eta \cdot L \cdot v}{d^2} \quad [Pa] \quad (1.16)$$

$$\text{Dynamická viskozita } \eta = \rho \cdot \nu \quad [Pa \cdot s] \quad (1.17)$$

Tyto vztahy platí pro laminární proudění.

Pro turbulentní proudění platí známý **Weisbachův** vzorec pro tlakovou ztrátu, který ale lze použít jen pro krátká vedení do cca 10m:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa] \quad (1.18)$$

Při proudění vzduchu ve vedení dochází, na rozdíl od proudění kapalin k **expanznímu proudění**, při němž po délce vedení dochází k nelineárním změnám tlaku, teploty, rychlosti a hustoty [1]:

$$p_1^2 - p_2^2 = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot v_1^2 \cdot \rho_1 \cdot p_1 \quad [Pa] \quad (1.19)$$

$v_1, p_1, \rho_1 \dots$ hodnoty rychlosti, tlaku a hustoty na začátku potrubí.

Tento vzorec tlakové ztráty je nutno uplatnit u vedení délky větší než 10m.

Tlaková ztráta v místních odporech

Odpor kolen, armatur atd., které představují tzv. vřazené odpory, se počítá ze vztahu:

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa] \quad (1.20)$$

ξ - součinitel místního odporu

Dále také můžeme stanovit ekvivalentní délku potrubí L_e ze vztahu:

$$L_e = \xi \cdot \frac{d}{\lambda} \quad [m] \quad (1.21)$$

1.5 Výtok plynu z nádoby

Jedná se o výtok stlačeného plynu otvorem o ploše S z nádoby nebo potrubí. To znamená z klidového stavu p_0, v_0, T_0 do okolí o nižším tlaku p_2 . Z toho vyplývá, že důležitými parametry jsou především výtoková rychlost v_2 , hmotnostní průtok m [kg/s] nebo objemový průtok Q [m³/s], případně kinetická energie vytékajícího proudu.

Výtok z nádoby

Tento případ může nastat buď při vyprazdňování nádoby (vzdušníku), nebo při výtoku otvorem (netěsností) potrubní sítě [1].

Výtoková rychlost (tzv. **Saint Vénant-Wantzelův** vztah):

$$v_2 = \sqrt{2 \cdot \frac{\chi}{\chi - 1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(x-1)/\chi} \right)} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (1.22)$$

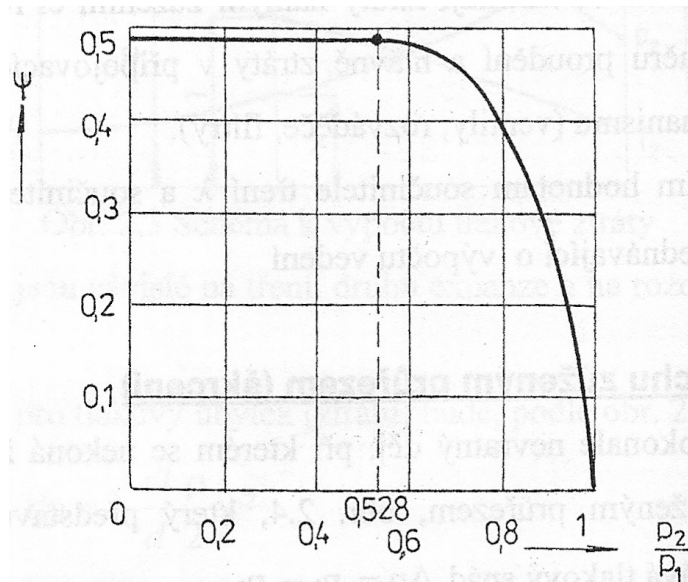
$$\chi = \frac{c_p}{c_v}$$

$$R = c_p - c_v$$

Hmotnostní průtok (z rovnice kontinuity):

$$m = S \cdot \psi \cdot p_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_0}} \quad [kg / s] \quad (1.23)$$

ψ ... výtoková funkce, závisí na poměru tlaků p_2 / p_1 .



Obr.1.1: Graf závislosti výtokové funkce ψ na poměru tlaků p_2/p_1 [1]

Z grafu vidíme, že při poměru tlaků 0,528 se výtoková funkce ustálí na hodnotě 0,484.

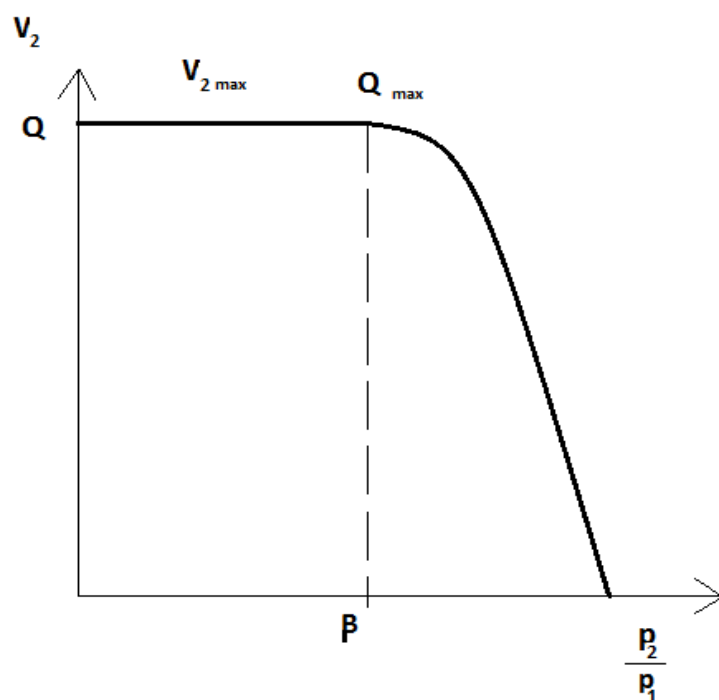
Při klesajícím tlaku p_2 roste rychlost, která dosáhne maximální hodnoty nazývané **kritická rychlost** v_{2k} při tlakovém poměru nazývaném **kritický tlakový poměr** β :

$$\beta = \frac{p_k}{p_1} = \left(\frac{2}{\chi + 1} \right)^{\frac{\chi}{\chi - 1}} \quad [1] \quad (1.24)$$

$$v_{2k} = 1,08 \cdot \sqrt{\frac{p_1}{\rho}} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (1.25)$$

Kritická výtoková rychlost v_{2k} bude také určovat hodnotu maximálního průtoku [1]:

$$Q_{\max} = A_0 \cdot v_{2k} \cdot \psi = A_0 \cdot 1,08 \cdot \sqrt{\frac{p_1}{\rho}} \cdot \psi \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (1.26)$$



Obr. 1.2: Závislost objemového průtoku a rychlosti na tlakovém poměru

Z grafu lze vyčíst, že po dosažení maximální hodnoty a překročení kritického poměru tlaků se stává konstantní jak průtok Q , tak rychlost v_2 . Kritický tlakový poměr $\beta = 0,528$, což platí pro bezztrátový výtok ideálního plynu tryskou. Při výtoku skutečného plynu (vzduchu) se kritický poměr tlaků posouvá k nižším hodnotám.

2. VÝROBA, ÚPRAVA A ROZVOD STLAČENÉHO VZDUCHU

Jedná se o technologii velice rozšířenou a používanou, ovšem energeticky velmi náročnou při procesu přeměny energie. Stlačený vzduch nejvíce využijí zejména průmyslové podniky, od strojírenství, metalurgie, či hlubinné doly, až po mimo průmyslovou výrobu, např. vodárenství a zdravotnictví.

Největší výhodou stlačeného vzduchu je jeho výskyt všude, v neomezeném množství, je ekologicky čistý a nezávadný a také nehořlavý, což se ocení zejména na místech, kde je riziko výbuchu nebo třeba práce s otevřeným ohněm. Proto ceněnými vlastnostmi jsou bezpečnost a pozitivní dopad na lidské zdraví.

Zdrojem stlačeného vzduchu je kompresor, různých konstrukcí a uspořádání, mezi jehož hlavní technické parametry patří výkonnost, výtláčny tlak, tlakový poměr a efektivní příkon. Jak už bylo zmíněno výše, jedná se o technologii energeticky velice náročnou a proto hospodárnost na výrobu, úpravu a rozvod stlačeného vzduchu má značný dopad nanesen pro přímého výrobce a spotřebitele, ale i z celostátního měřítka, protože se jedná o značné množství jeho výroby.

Výhoda stlačeného vzduchu je v tom, že se může nashromáždit a skladovat v poměrně značném množství a přepravit bez tepelných ztrát na velké vzdálenosti. Stlačený vzduch se nepoužívá jen k přímému použití, ale také se velmi často používá ve spalovacích procesech nebo pro chlazení a větrání dolů.

Stlačený vzduch lze v podstatě použít ke třem základním aplikacím:

- pneumatické motory (přenos síly a pohybu)
- ovládání výrobních procesů a jednotlivých strojů (pneumatické mechanismy a regulace)
- přímé použití ve výrobním procesu (spalování látek, zkapalňování vzduchu)

Proti používání stlačeného vzduchu jsou časté námitky, že srovnatelná jednotka pneumatické energie je až 9 krát dražší než jednotka energie elektrické. Jde však o nepřiliš přesné a také neúplné hodnocení. [14]

2.1 Výroba stlačeného vzduchu

K výrobě stlačeného vzduchu nestačí pouze kompresor, ale celá řada dalších potřebných zařízení. Když vše dohromady pojmem jako celek, tak lze mluvit o tzv. kompresorové stanici.

Hlavní úseky kompresorové stanice:

- kompresory
- vodní hospodářství pro chlazení kompresorů
- olejové hospodářství pro mazání kompresorů
- potrubní rozvody a vzdušník

V kompresorech se vynaložením mechanické energie (pohonem kompresoru) zvyšuje tlaková energie nasávaného vzduchu na parametry potřebné pro jeho další použití.



Obr.2.1: Kompresorová stanice [17]

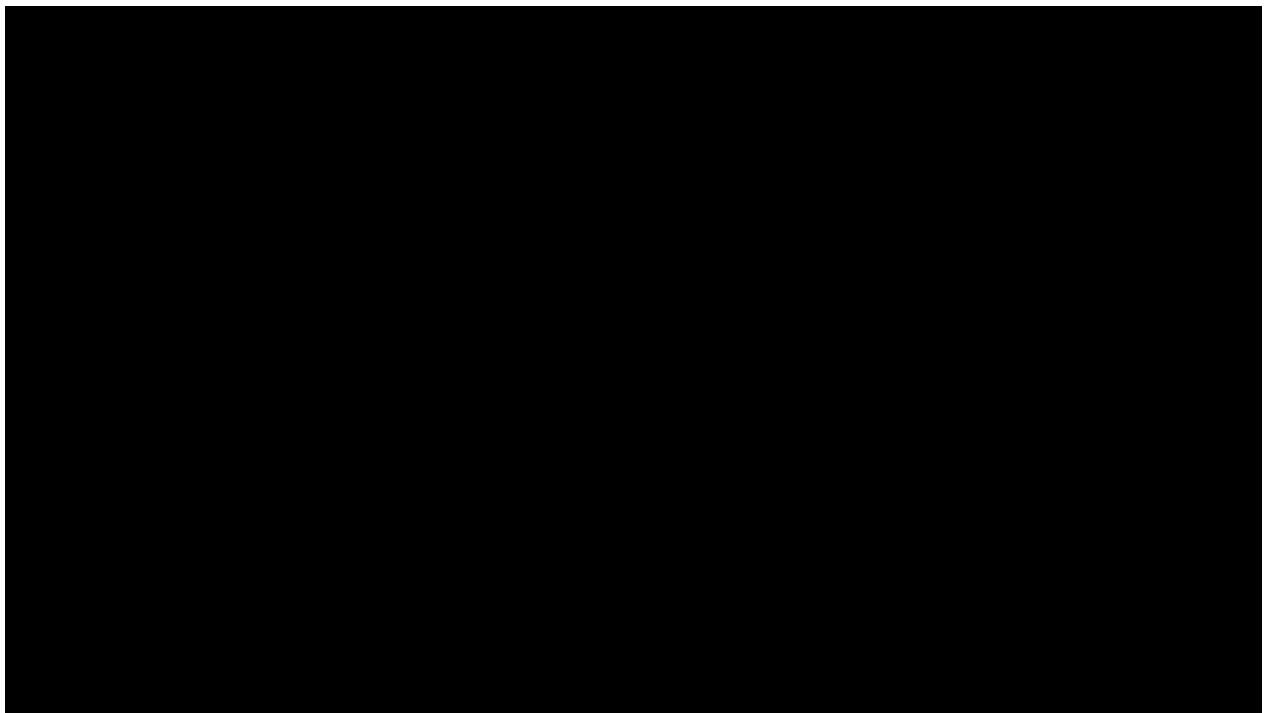
Dále se komprimovaný vzduch upraví (zbaví nečistot, vlhkosti), ochladí se a rozvádí potrubím ke spotřebiči.

Chceme-li výnosně hospodařit se stlačeným vzduchem, znamená to zaměřit se na tyto věci:

- vyhnout se nadměrné spotřebě vzduchu a stlačený vzduch využívat pouze k energetickým účelům

- minimalizace tlakových ztrát při rozvodu vzduchu mezi zdrojem a spotřebiči
- zamezit únikům stlačeného vzduchu netěsnostmi (objemové ztráty)
- kompresor udržovat v optimálním provozním stavu
- provádět pravidelnou kontrolu a ověřování ekonomiky jeho výroby, měření výkonnosti kompresoru a jeho příkonu, spotřebu pneumatických strojů a ztráty v rozvodu stlačeného vzduchu

Přibližně platí a často se udává, že roční náklady na pohon kompresoru při běžném dvousměnném provozu se přibližně rovnají investičním nákladům na jeho pořízení. Při sestavování nákladů na energii a provoz je třeba počítat i se spotřebou energie při chodu naprázdno (v době regulace), kdy se spotřeba může pohybovat ve výši cca 30 – 40% plné spotřeby energie. [14]



1 - Sací filtr 2 – Kompresor, 3 – Mezichladič, 4 – Dochlazovač, 5 - Odlučovač oleje, 6 – Vzdušník, 7 - Vysoušecí zařízení,

Obr. 2.2: Schéma kompresorové stanice [4]

2.2 Vliv změny teploty a tlaku vzduchu na výkonnost kompresoru

Velký vliv na spotřebu elektrické energie má teplota a tlak nasávaného vzduchu.

a) Vliv teploty na hmotnostní výkonnost:

Ze stavové rovnice platí:
$$\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot V_2}{T_2} \quad (2.1)$$

$$\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} \dots \text{nasávaný vzduch}$$

$$\frac{p_2 \cdot V_2}{T_2} \dots \text{výtláčná strana}$$

Např. pro změnu teploty $T_1 = 0^\circ\text{C} \rightarrow T_2 = -10^\circ\text{C}$, tlak 6 bar (absolutní tlak 7 bar) a objem 1 m^3 :

$$V_2 = V_1 \cdot \frac{p_1}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} = 1 \cdot \frac{1}{7} \cdot \frac{293}{293} = 0,143 \text{ m}^3 \dots \text{přepočet dodaného objemu pro teplotu } 0^\circ\text{C}.$$

$$V_2 = V_1 \cdot \frac{p_1}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} = 1 \cdot \frac{1}{7} \cdot \frac{293}{263} = 0,159 \text{ m}^3 \dots \text{přepočet dodaného objemu pro teplotu } -10^\circ\text{C}.$$

➔ Nasátím teploty vzduchu -10°C se zvýšila výkonnost kompresoru o 10,1%.

b) Vliv tlaku nasávaného vzduchu na hmotnostní výkonnost

Výpočet je obdobný, opět z rovnice stavu vypočteme:

$$\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot V_2}{T_2} \Rightarrow V_2 = V_1 \cdot \frac{p_1}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} = 1 \cdot \frac{1}{7} \cdot \frac{293}{293} = 0,143 \text{ m}^3 \dots \text{dodaný objem pro nasávaný}$$

tlak 100 kPa

$$V_2 = V_1 \cdot \frac{p_1}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} = 1 \cdot \frac{1,1}{7} \cdot \frac{293}{293} = 0,157 \text{ m}^3 \dots \text{dodaný objem pro zvýšený tlak 110 kPa}$$

➔ Nasátím tlaku 110 kPa se zvýší výkonnost kompresoru o 9%.

| Teplota nasávaného vzduchu ve °C | Výkonnost kompresoru v % |
|----------------------------------|--------------------------|
| -10 | 110,1 |
| 0 | 107,3 |
| 10 | 103,5 |
| 20 | 100,0 |
| 30 | 96,7 |
| 40 | 93,6 |
| 50 | 90,7 |

Tab.2.1: Vliv změny teploty nasávaného vzduchu na výkonnost kompresoru

| Tlak vzduchu v sání v kPa | Výkonnost kompresoru v % |
|---------------------------|--------------------------|
| 110 | 109 |
| 105 | 105 |
| 100 | 100 |
| 95 | 95 |
| 90 | 90 |
| 85 | 85 |

Tab.2.2: Vliv změny tlaku nasávaného vzduchu na výkonnost kompresoru

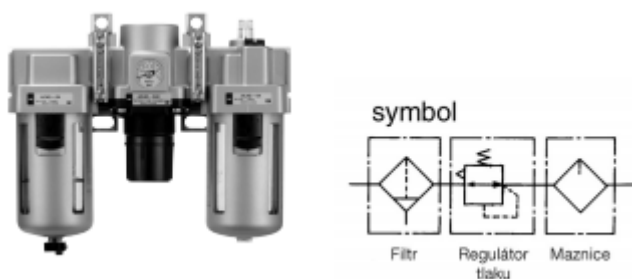
Z těchto tabulek je zřejmé, že změna nasávané teploty a tlaku má obrovský vliv na výkon kompresoru a proto je dobré vyvarovat se jakýmkoli ztrátám tlaku v sání a dosáhnout co nejnižších teplot nasátého vzduchu.

2.3 Úprava stlačeného vzduchu

Úpravě stlačeného (tlakového) vzduchu musíme věnovat značnou pozornost. V provozu se vyskytuje řada znečištění, zejména pak mechanické nečistoty, např. rzi ze stěn potrubí, voda a olej. Ty mohou vést k funkčním poruchám, v horším případě ke zničení pneumatických mechanismů. Je známo, že až 90% poruch pneumatických systémů připadá na nedostatečné a nevhodné filtrování stlačeného vzduchu.

Zařízení pro konečnou úpravu stlačeného vzduchu se skládá ze tří hlavních částí:

- Čistič vzduchu
- Redukční ventil
- Rozprašovač oleje



Obr.2.3: Prvky pro úpravu stlačeného vzduchu [10]

Čističe vzduchu (filtry) slouží k odloučení pevné a tekuté nečistoty z tlakového vzduchu. Převážná část znečištění spočívá ve vlhkosti, která ve formě kapiček či mlhy vzniká stlačením části vodních par přes hranici nasycení.

Nasávacím filtrem kompresoru se nezachytí všechno znečištění, ale při bezchybné instalaci zajišťuje tento aparát čistý vzduch.

Tlakový redukční ventil má za úkol vyrovnávat kolísavý tlak a tím zajistit konstantní tlak.

Rozprašovač oleje obohacuje proudící tlakový vzduch odpovídajícím množstvím oleje. Vytvořená olejová mlha se pak rozptýluje v přístrojích a plní funkci mazání.

2.3.1 Sušení vzduchu

Pro vyšší kvalitu vzduchu se stlačený vzduch vysušuje, aby se zbavil vlhkosti a kondenzace. Metod sušení stlačeného vzduchu je celá řada:

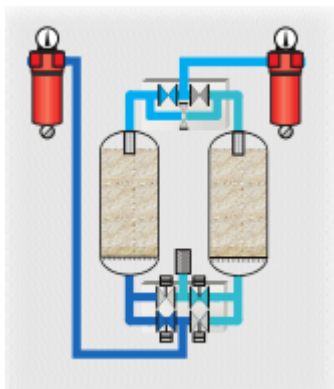
- a) Adsorpční sušení – je to proces, při kterém je vodní pára navázána na adsorpční materiál, ten může být buď v kapalném nebo pevném skupenství. Existují dva druhy adsorpčního sušiče a to regenerované za tepla a za studena. [19]
 - Studená regenerace - regenerace je zajištěna částí vysušeného vzduchu. Zařízení je určeno k sušení pro průtoky do 85 m³/h.

Maximální pracovní tlak: 16 bar

Minimální pracovní tlak: 4 bar

Energetické náklady na sušení se dají vypočítat z průtočného množství sušičky a el. příkonu.

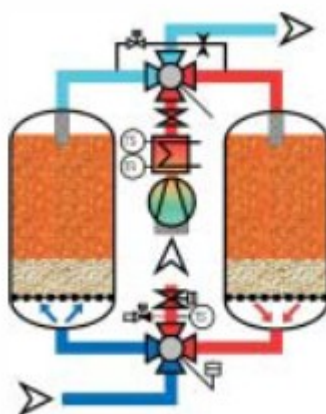
Při průtočném množství $8 - 86 \text{ m}^3 / \text{h}$ jsou energetické náklady (spotřeba) na sušení vzduchu $0,035 - 0,38 \text{ W} / \text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.



Obr.2.4: Adsorbční sušení (studená regenerace) [19]

- Regenerace teplem (za podtlaku) - Tlakový rosný bod je běžně -40 až -70°C . Nulová ztráta stlačeného vzduchu, regenerace je nezávislá na stlačeném vzduchu.

Při kapacitě $420 - 14500 \text{ m}^3 / \text{h}$ jsou energetické náklady na sušení vzduchu $0,44 - 0,46 \text{ W} / \text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.



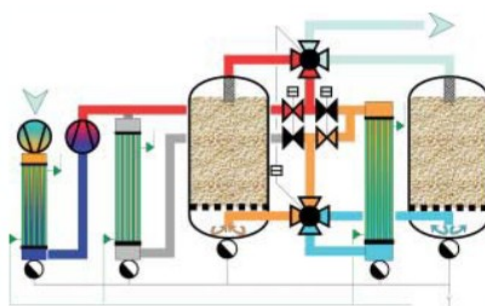
Obr.2.5: Adsorbční sušení (za podtlaku) [19]

- Adsorbční sušič s vnitřní regenerací teplem - Klasické adsorpční sušiče s vnitřní regenerací teplem. Teplo je získáváno z topných tyčí umístěných uvnitř tlakových nádob. Spotřeba stlačeného vzduchu pro regeneraci náplně činí cca 5% z celkové kapacity. Tlakový rosný bod je běžně -70°C .

Při kapacitě $200 - 5300 \text{ m}^3 / \text{h}$ jsou energetické náklady na sušení vzduchu $0,34 - 0,36 \text{ W} / \text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

- Adsorbční sušič s využitím tepla kompresoru - sušič s externí regenerací horkým vzduchem. Regenerační teplo je získáváno z mezistupně bezmazných šroubových kompresorů.

Průtočné množství $400 - 12\,500 \text{ m}^3 / \text{h}$.



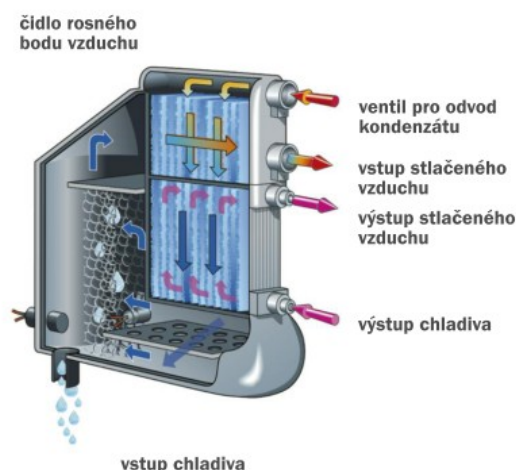
Obr.2.6: Adsorbční sušení s využitím tepla kompresoru [19]

- b) Kondenzační sušení – velice efektivní způsob vysoušení, dovolené vysoké provozní teploty, konstantní rosný bod,

Rozděluje se na vnitřní (kompresní sušení) a vnější (voda, strojní chlazení) chlazení.

Energetické náklady na sušení se dají vypočítat z průtočného množství sušičky a el. příkonu.

Při kapacitě $12 - 10800 \text{ m}^3 / \text{h}$ jsou energetické náklady $0,1 - 0,6 \text{ W} / \text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

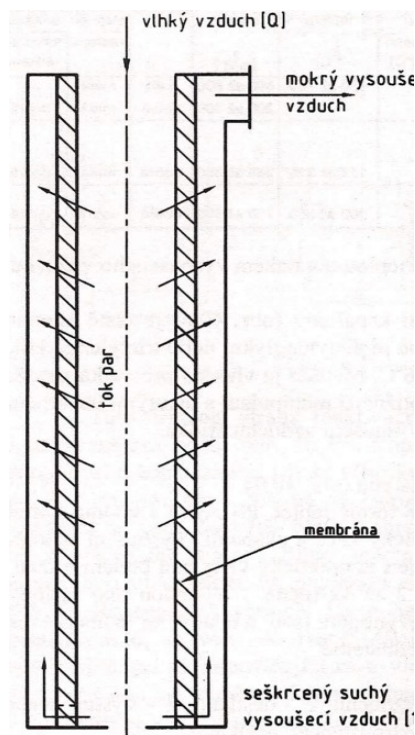


Obr.2.7: Kondenzační sušení [19]

c) Absorbční sušení

- Sušení vzduchu absorpcí vlhkosti kapalinou – čistě chemický proces. Vhodnou absorpční kapalinou je dietylenglykol. Je možné dosáhnout rosného bodu až - 26°C. Tato metoda je vhodná pro velké průtoky a tlaky až do 15MPa. Ovšem pro obtížnější manipulaci s tekutými látkami se používá zředkakdy. [4]
- Vysoušení rozpustnou absorpční látkou – tato látka je dodávána ve formě tablet. Při styku s vodou se chemicky váže a zkapalní. Vysoušecí schopnost je malá, tlakový rosný bod je prakticky vždy nad bodem mrazu. Výhodou této metody je jednoduchá instalace a provoz, naopak nevýhodou jsou náklady na časté vyměňování náplně. [4]

- d) Difuzní sušení – Přefiltrovaný vlhký stlačený vzduch proudí uvnitř dutých vláken, které mají funkci membrány. Výplachový vzduch se získá vyexpedováním 10-20% vysušeného stlačeného vzduchu na výstupu ze sušičky a poté proudí v protisměru vně dutých vláken. U této sušičky nemůže dojít k výpadku, protože membrány pracují bez opotřebení s vysokým stupněm funkční jistoty a nepotřebují žádnou el. energii. Jsou vhodné pro malé až střední průtoky, protože mají poměrně malou kapacitu. [4]



Obr.2.7: Difuzní sušení [4]

Celkovou hospodárnost pneumatického systému ovlivňuje:

- dokonalost projektového řešení a instalace zařízení
- zvolený druh kompresoru
- způsob provádění regulace
- provozní stav rozvodné sítě
- pečlivost a dokonalost obsluhy a údržby
- zavádění využívání odpadního tepla

2.4 Projektování a instalace zařízení

Mezi hlavní příčinu zvýšených provozních nákladů patří, mimo nákladů na energii, chyby v projektování a při instalaci zařízení.

Ve většině případů jde o tyto nedostatky a chyby :

- zbytečně předimenzovaná kompresorová stanice, což má za následek dlouhou dobu stání zařízení nebo chodu naprázdno
- poddimenzovaná kompresorová stanice, jejíž příčinou je naopak trvalý chod kompresorového zařízení a na straně spotřebičů nedostatečný tlak, který snižuje jejich výkon
- nedostatečné větrání kompresorové stanice nebo nevhodně volený způsob nasávání vstupního vzduchu, jehož následkem je snížení výkonu kompresoru vlivem vyšší sací teploty a nižšího sacího tlaku
- neodborná instalace potrubí a armatur, následkem čehož vznikají vyšší objemové ztráty netěsností a ztráty tlakové
- nesprávné dimenzování vzdušníků, způsobuje zvýšené opotřebení zařízení vlivem častého spínání
- poddimenzování potrubí, případně i sušičky a filtrů, tím pádem větší tlak v obvodu, což zapříčiňuje vyšší tlakové ztráty při dopravě vzduchu ke spotřebičům

Je třeba si uvědomit, že náklady na energii rostou úměrně s tlakovými a objemovými ztrátami. Dokonalost projektu a udržování stanice, včetně rozvodného potrubí, v dobrém technickém stavu musí být v osobním zájmu provozovatele.

V dnešní době už nabízejí větší značkové firmy pravidelné odborné prohlídky za roční poplatek, což je příznivé i pro zákazníky. [11]

2.5 Vliv regulace

Každá změna výkonu (regulace) kompresorové stanice představuje energetickou ztrátu. Projektant volbu regulace kompresoru neovlivní, neboť ta je dána konstrukcí stroje, musí se ale brát v úvahu, protože volba počtu strojů nebo jejich skladby může projekt ovlivnit hospodárnost provozu kompresorové stanice.

Vliv kvality obsluhy a údržby

Dlouhodobým sledováním a hodnocením kompresorových stanic v provozu byly stanoveny tyto příčiny, které nejčastěji znamenají následné ztráty a poruchy:

- jak už bylo řečeno výše, zanesení sacích filtrů výrazně ovlivňuje nejen provozuschopnost, ale i životnost kompresorů. Z výpočtů se ukazuje, že zanesením filtrů se může zvýšit příkon kompresoru až o 7%. Je doporučeno čištění filtrů po cca 100 hodinách provozu.
- jestliže zanedbáme údržbu netěsnost ventilů a pístních kroužků u pístových kompresorů, rovněž dáváme vzniknout velkým ztrátám. Prohlídky a čištění ventilů, případná výměna těsnících kroužků, by se měla provádět zhruba po 250 provozních hodinách.
- činnost chladících aparátů a soustav. Výstupní teploty chladící vody by neměly překračovat hranici 40°C, ojediněle 50°C, kde je provedeno cirkulační chlazení. Při vyšších teplotách dochází k vylučování vodního kamene a k zanášení chladících ploch, což způsobuje snížení intenzity chlazení snížením součinitele prostupu tepla. Závady v chladící soustavě, které mají za následek zvýšenou teplotu výstupního vzduchu o 40°C než odpovídá normálnímu chodu kompresoru, zvyšují spotřebu elektrické energie až o 15%. [14]

2.6 Využití odpadního tepla z kompresorových stanic

Velice důležitý a často přehlížený faktor úspory energie. Tlaková energie vzduchu se během komprese zvýší na vyšší tlakovou hladinu, čímž se zvýší schopnost vzduchu konat práci. U skutečného provozovaného stroje nebo soustrojí existuje a vzniká celá řada ztrát, které se projevují potřebou zvyšovat příkon kompresoru. Protože se současně přeměňují na teplo, zvyšuje se tím na druhé straně množství odváděného tepla, které je možné využívat.

Energie odváděná z kompresoru ve formě odpadního tepla se v posledním období dostává do popředí zájmu jak projektantů, tak i energetiků. Je to oblast, kam musí zaměřit pozornost každý energetický auditor i energetický poradce. [14]

Teplota stlačeného vzduchu za jednotlivými stupni kompresoru je v převážném počtu případů 130 – 160°C, což dává k dispozici odpadní teplo s poměrně značným teplotním

potenciálem, použitelné k teplovodnímu i teplovzdušnému vytápění budov, skleníků, k ohřevu tepelné vody, k výrobě páry pro energetické účely případně pouze k temperování vhodných prostorů. [14]

Využívání tohoto odpadního tepla si vždy vyžaduje nižší investiční náklady než kotle, které by bylo nutno pro uvedené účely pořídit.

Nejjednodušší případ využívání odpadního tepla kompresorů je situace, kdy kompresor i chladiče jsou přímo chlazeny vzduchem a ohřátý vzduch je veden přímo do místností nebo výrobních hal, určených k vytápění. Zde jsou nezbytné pouze investice na rozvod teplého chladicího vzduchu do vytápěných prostor.

2.7 Potrubní rozvody stlačeného vzduchu – rozvodné systémy

Účelem rozvodných systémů je zajistit spolehlivou dodávku stlačeného vzduchu k různým spotřebičům v provozovně, při respektování požadavků na provozní bezpečnost a hospodárnost při přenosu. Platí empirické pravidlo: čím je menší tlaková ztráta dlouhého potrubí, tím větší průměr musí být stanoven.



Obr.4: Rozvody stlačeného vzduchu [17]

Rozvodné systémy se zpravidla dělí na dvě základní skupiny:

- vnější rozvody - jsou to rozvody od zdroje (kompresorové stanice) k jednotlivým objektům závodu, při centralizovaném způsobu výroby stlačeného vzduchu. Většinou bývají konstruovány jako jedna nebo více hlavních větví, které jsou vedeny tak, že umožňují rozvod stlačeného vzduchu pro největší počet spotřebičů.

Při volbě hlavního vnějšího řádu je nutno respektovat mimo požadavku na minimální ztráty tlaku i optimální možnost měření spotřeby vzduchu pro jednotlivé výrobní objekty v souladu s výrobním a hospodářským členěním podniku. Pokud se v závodě vyskytují spotřebiče, které vyžadují různé tlaky stlačeného vzduchu, v těchto případech se ukazuje výhodné rozdělit rozvodný systém na potřebný počet okruhů se stejným tlakem. Při vzdálených spotřebičích s vysokou špičkovou spotřebou vzduchu je třeba v místě spotřeby volit vhodný tlakový zásobník vzduchu k vyrovnání špiček. [14]

- vnitřní rozvody - v jednotlivých objektech, halách a dílnách, při centralizovaném i decentralizovaném způsobu výroby stlačeného vzduchu. Vnitřní rozvody bývají nejčastěji provedeny jako okružní nebo jako soustava několika větví. [14]

Okružní systém sestává z jednoho nebo několika na sebe navazujících okruhů. Předností tohoto systému je přívod stlačeného vzduchu ke spotřebičům ze dvou stran. Používá se u objektů s velkou spotřebou vzduchu rozdělenou na velké pracovní ploše. Také umožňuje odstavení poškozených úseků bez odstavení velké části spotřebičů. S ohledem na značnou rozlehlost rozvodů má tento systém značnou schopnost akumulace vzduchu a tím umožňuje částečně řešit i špičkové odběry vzduchu. V nejnižších bodech rozvodu se musí instalovat sběrače kondenzátu s automatickým odpouštěním.

Systém několika větví vyhovuje nejlépe objektům s malými počty spotřebičů, nepravidelně rozmístěných v pracovním prostoru. Každá z větví je opatřena uzávěry pro odstavování porouchaných úseků.

Volba větví nebo okruhů a jejich uspořádání ovlivňuje mimo rozmístění spotřebičů také konstrukční řešení haly.

2.8 Cena stlačeného vzduchu

Cena $1m_n^3$ stlačeného vzduchu se stanovuje z podílu celkových ročních nákladů na výrobu vzduchu a roční produkce stlačeného vzduchu:

$$C_{\text{vz}} = \frac{\text{celkové náklady (kč / rok)}}{\text{celková výroba stlač. vzduchu (} m_n^3 \text{ / rok)}} = \left[\text{kč} / m_n^3 \right] \quad (2.2)$$

Do celkových nákladů se zahrnuje:

- provozní náklady na energii, olej, vodu
- údržba, opravy a servis (mzdy, pojištění, náhradní díly, spotřební materiál)
- odpisy kompresorů, rozvodů a aparátů

Roční výrobu stlačeného vzduchu určíme z výkonů a nasazování jednotlivých kompresorů a jejich provozních hodin za rok. [14]

3. KRITÉRIA PRO NÁVRH OPTIMÁLNÍHO ROZVODU STLAČENÉHO VZDUCHU

Mluví-li se v průmyslových závodech o úsporách nákladů na energie, myslí se většinou na úspory elektrického proudu. Významných úspor lze ale také dosáhnout optimalizací rozvodu stlačeného vzduchu:

- Trubky rozvodů by měly být co nejkratší, vést je nejlépe přímo. Instalovat v co nejmenším množství kolena a oblouky s malým poloměrem, kladou totiž větší odpor a spotřebovávají více energie.
- Velmi důležité je stanovení průměru přívodního potrubí stlačeného vzduchu, který má přímý vliv na výkon pneumatických válců a pohonů. Větší průměr potrubí a hadic umožňuje průtok většího objemu vzduchu a zlepšuje regulaci rychlosti pneumatických pohonů. Na druhou stranu, velký objem hadic se může negativně projevit na čase pro jednotlivý cyklus a v ceně za instalaci a materiál.
- Netěsnosti rozvodu vzduchu zvyšují provozní náklady. Pravidelná kontrola a údržba všech prvků rozvodného systému je samozřejmostí a výrazně tak omezí ztráty, způsobené únikem stlačeného vzduchu z rozvodu.
- Udržovat v rozvodu nezbytně nutný tlak vzduchu. Zvýšení tlaku kompresoru o 1 bar vyžaduje zvýšení příkonu kompresoru o 5 až 10 %. Vyšší tlak má za následky vyšší ztráty netěsnostmi.
- Obdobný problém jako u zvyšování tlaku je i u tlaku nižšího, způsobeného tlakovou či objemovou ztrátou. Nižší tlak na spotřebiči způsobuje jeho menší výkonnost. (příklad výpočtu kap. 3.3)
- Pravidelné odpouštění kondenzátu z odlučovačů a ze vzdušníků, protože hlavně v zimním období dochází k zamrzání kondenzátu.
- Nasávání kvalitního, čistého, chladného a suchého vzduchu.

Způsob provedení a stav rozvodné sítě velkou měrou ovlivňují hospodárnost celého systému, proto se dbá na to, aby při daných podmínkách byly celkové náklady na stavbu a provoz sítě co nejmenší.

3.1 Volba optimálního průměru potrubí

Nejdůležitějším parametrem k navržení správného potrubního systému je určení **průměru potrubí d**. Rovnici kontinuity $Q = S \cdot v$ dosadíme do Weisbachova vzorce

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho$$

, za součinitele tření λ dosadíme jeden ze známých vztahů (např.

Basius, Hermann atd.) a odtud si pak vytáhneme průměr d . Protože vycházíme z předpokladů, že teplota plynu proudícího potrubím se rovná teplotě okolní, je možno pro přímé potrubí použít všeobecný vztah:

$$d = \sqrt{\frac{1,6 \cdot 10^3 \cdot Q_0^{1,85} \cdot L}{\Delta p \cdot p}} \quad [m] \quad (3.1)$$

$Q_0 [m^3 \cdot s^{-1}]$... objemový průtok nestlačeného plynu

$L [m]$... délka potrubí

$d [m]$... vnitřní průměr potrubí

$p [Pa]$... absolutní tlak stlačeného vzduchu na začátku potrubí

3.2 Volba optimální rychlosti stlačeného vzduchu v potrubí

Volba optimální rychlosti stlačeného vzduchu v potrubí při tlaku 0,6 až 0,8 MPa:

- Velmi rozsáhlé sítě hlavních napájecích větví..... 5 – 10 m/s
- Hlavní rozvody v závodech a rozvody vnitřní..... 10 – 15 m/s
- V pryžových nebo pancéřovaných hadicích..... 15 – 20 m/s

| Průtok vzduchu [m³/min] | Vnitřní průměr potrubí [mm] | | | | | | | | | |
|----------------------------|-----------------------------|-----|-----|-----|-----|----|----|----|----|-----|
| | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 |
| 0,5 | 10 | 4 | | | | | | | | |
| 1,0 | 40 | 10 | 4 | | | | | | | |
| 2,0 | 150 | 50 | 20 | 4 | | | | | | |
| 5,0 | | 250 | 80 | 30 | 8 | 3 | | | | |
| 10,0 | | | 300 | 90 | 30 | 10 | 5 | 3 | | |
| 30,0 | | | | 160 | 60 | 20 | 10 | 5 | 3 | |
| 25,0 | | | | 320 | 100 | 40 | 20 | 9 | 5 | 3 |
| 20,0 | | | | | 150 | 60 | 30 | 15 | 7 | 4 |
| 15,0 | | | | | 250 | 80 | 40 | 20 | 10 | 7 |

Tab.3.1: Tlakové ztráty [kPa] na 100 m délky potrubí [4]

| | Vnitřní průměr potrubí [mm] | | | | | | | | |
|-----------------|-----------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 25 | 50 | 80 | 100 | 125 | 150 | 200 | 250 | 300 |
| průchozí ventil | 6 | 15 | 25 | 35 | 50 | 60 | 85 | 110 | 140 |
| nárožní ventil | 3 | 7 | 11 | 15 | 20 | 25 | 35 | 50 | 60 |
| šoupátko | 0,3 | 0,7 | 1 | 1,5 | 2 | 2,5 | 3,5 | 5 | 6 |
| normální koleno | 0,2 | 0,4 | 0,7 | 1 | 1,4 | 1,7 | 2,4 | 3,2 | 4 |
| T – kus | 2 | 4 | 7 | 10 | 14 | 17 | 24 | 32 | 40 |
| náhlé zúžení | 0,5 | 2 | 4 | 2,5 | 3,5 | 4 | 6 | 8 | 10 |

Tab.3.2: Ekvivalentní délky [m] přímého potrubí pro místní [4]

3.3 Příklad výpočtu vlivu tlakové ztráty na výkon motoru

Výpočet pro průtok $Q = 0,01 \text{ m}^3$ a tlak v síti 6 bar (absolutní tlak 7 bar).

Výkon motoru: $P = Q \cdot p = 0,01 \cdot 7 \cdot 10^5 = 7000 \text{ W} = 7 \text{ kW} \dots 100\%$ výkonu motoru

Výkon motoru při tlakové ztrátě $\Delta p = 0,5 \text{ bar}$: $P = Q \cdot p = 0,01 \cdot 6,5 \cdot 10^5 = 6500 \text{ W} = 6,5 \text{ kW}$

$\dots 92,8\%$ výkonu motoru

Pokud vzroste tlaková ztráta ve vedení o $\Delta p = 0,5 \text{ bar}$, sníží se výkon motoru o 7,2%.

4. ZPŮSOBY A METODY ZJIŠŤOVÁNÍ ENERGETICKÝCH (TLAKOVÝCH A PRŮTOKOVÝCH) ZTRÁT

Provozované systémy rozvodu stlačeného vzduchu společně se všemi osazenými ventily, přírubami, filtry, aj. vykazují po určitém čase provozu různý rozsah úniků. Jsou to jednak úniky způsobené prasklinami ve svárech, nedotažením nebo uvolněním šroubení a přírubových spojů, profukováním koncových armatur (uzavírací ventily, rychlospojky a ofukovací pistole), stářím tlakových hadic, atd. Uvedených příčin úniku může být však daleko více, záleží na velikosti a složitosti daného měřeného rozvodu stlačeného vzduchu.

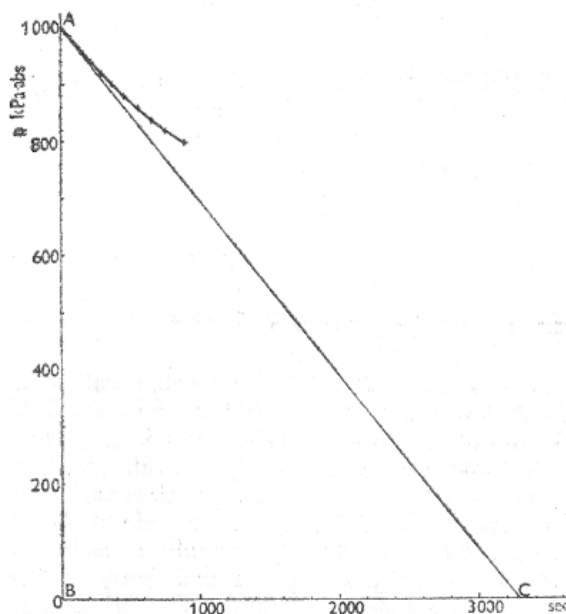
Nedostatečná diagnostika a údržba rozvodů tlakového vzduchu způsobuje významné ztráty energie. Jednou z hlavních příčin příliš velkých výdajů za energii jsou ztráty únikem (viz tabulka):

| Průměr otvoru [mm] | Uniklé množství vzduchu v m_n^3 / min při tlaku 0,6 MPa | Roční náklady při ceně 0,75 Kč/ m_n^3 a provozu 6000 hod/rok |
|-----------------------|--|---|
| 1 | 0,06 | 1 620,00 Kč |
| 3 | 0,55 | 14 850,00 Kč |
| 5 | 1,52 | 41 040,00 Kč |
| 10 | 6,1 | 164 700,00 Kč |

Tab.4.1: Informativní hodnoty objemu a ceny při úniku stlačeného vzduchu netěsností rozvodu [3]

Vezmeme-li v úvahu cenu energie ztracenou úniky, je jasné, že oprava jedné středně velké netěsnosti vykompenzuje náklady na pravidelnou diagnostiku celého systému.

Obecně mezi 25 - 70% celkové spotřeby stlačeného vzduchu se ztrácí netěsnostmi v systému. Jako rozumný cíl se jeví snížit tuto část ztrát pod 10%. Pravidelné odstraňování netěsností pak nabízí velmi zajímavou finanční úsporu. [4]



Obr.4.1: Graf poklesu tlaku při měření netěsností [4]

Jestliže vznikne v rozvodu trhlina nebo netěsnost, okamžitě jí začne unikat stlačený vzduch. Tím se výrazně zvýší viskozita stlačeného vzduchu a výsledkem je emise ultrazvukového vlnění. Toto lze odhalit buď **ultrazvukovým snímačem** nebo **detekčními spreji**.

Ultrazvukový snímač převede neslyšitelný ultrazvukový signál do slyšitelného pásma a zobrazí jeho intenzitu. Výhodou této detekce je, že nezaznamenává rušivé elementy v okolí (hluk strojů atd.). Tuto metodu lze využít pro zjišťování, sledování a diagnostiku všech zdrojů netěsností, jako např. systémů pro rozvod tlakového vzduchu, plynů a páry či podtlakových systémů.

Tyto služby tzv. komplexní audit pneumatických systémů, v dnešní době nabízí celá řada specializovaných firem. Výstupem takového auditu je protokol o všech potenciálních problémových místech systému, včetně návrhu řešení na jejich odstranění. Díky tomu lze snadno získat detailní přehled o současném stavu systému, což umožní provést jednoduše všechny kroky pro jeho optimalizaci. [11]

Komplexní audit pneumatických systému podle firmy MOS se řeší ve třech krocích: [11]

1. *Diagnostika stavu pneumatického systému* – Zjištění aktuálního stavu všech komponentů, odhalení tlakové ztráty, kontrola stávajících rozvodů a případný návrh modernizace a vylepšení účinnosti systému jako celku.
2. *Ultrazvuková detekce netěsností* - S využitím ultrazvukového přístroje vyhledáme všechny netěsnosti systému, způsobené prasklinami ve svárech, nedotažením nebo uvolněním šroubení a přírubových spojů, profukováním koncových armatur, stářím tlakových hadic, atd.
3. *Bezpečnostní audit* - Kontrola systému z hlediska bezpečnosti provozu pneumatických mechanismů. Upozornění na všechna místa s rizikem vzniku pracovního úrazu nebo odstávky ve výrobě. Návrh řešení pro zamezení těchto rizik s využitím nejmodernějších bezpečnostních komponentů.

4.1 Měření tlakových a průtokových ztrát

a) Měření tlakových ztrát v potrubí

Měří se úbytek tlaku na stanoveném úseku potrubí pomocí dvou tlakoměrů M_1 a M_2 , kdy jeden instalujeme na začátku sledovaného úseku (potrubí) a druhý na konci sledovaného úseku. Odečítají se naměřené tlaky, obsahující neznámé chyby Δ_1 a Δ_2 . Naměřený rozdíl tlaků pak je:

$$\Delta p_a = p_1 + \Delta_1 - (p_2 + \Delta_2)$$

Poté se přemění tlakoměry a čteme rozdíl tlaků:

$$\Delta p_b = p_1 + \Delta_2 - (p_2 + \Delta_1)$$

Sečtením obou rovnic se neznámé odchylky obou tlakoměrů vyruší:

$$\Delta p_a + \Delta p_b = 2 \cdot (p_1 - p_2) = 2\Delta p$$

Skutečná tlaková ztráta pak bude:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{\Delta p_a + \Delta p_b}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (4.1)$$

b) Měření tlakových ztrát v hadicích

V místě, kde se hadice připojuje na trubku lze instalovat tlakoměr. Pro měření tlaku v hadici před nástrojem se používá tzv. vpichový tlakoměr, vyrobený pomocí injekční jehly, upevněné převlečnou maticí na závit tlakoměru.

c) Měření objemových ztrát

Měření objemových ztrát se provádí nejlépe v době pracovního klidu nebo v noci. Netěsnosti větších rozměrů se projevují sykotem unikajícího vzduchu, slyšících lidským sluchem. Ke zjištění malých netěsností se běžně používá holého plamene nebo mýdlové vody. Odklon plamene respektive vznik bublin prozradí místo úniku.

Pro měření objemových ztrát lze použít několik metod, lišících se od sebe svojí přesností. Před každou zkoušku je ale potřeba ověřit si výkonnost kompresoru a vypustit kondenzát ze vzdušníků i odlučovačů.

- a) *První metoda* – V době pracovního klidu, při odstavení spotřebičů a po kontrole, že vzduch neuniká např. otevřeným ventilem, udržujeme kompresorem konstantní tlak v síti. Zaznamenáváme dobu chodu kompresoru t , při plné výkonnosti po dobu 1 hodiny. [4]

$$\text{Objemová ztráta se pak vypočítá jako } Q_z = \frac{t}{60} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.2)$$

- b) *Druhá metoda* – Změnou otáček kompresoru, je-li to možné. Po dosažení pracovního tlaku se sníží otáčky z n na n' . Jelikož jsou všechny spotřebiče odpojeny, tak výkonnost kompresoru je pak rovna objemových ztrátám v síti. [4]

$$Q_z = Q_k \cdot \frac{n}{n'} \quad [m^3 / h] \quad (4.3)$$

- c) *Třetí metoda* - Nejpresněji se objemové ztráty měří pomocí normovaných clon nebo jiných přesných průtokoměrů. Metoda spočívá v tom, že se zjišťuje množství vzduchu, které do sledovaného úseku přitéká a množství vzduchu, které z něj

odtéká. V měřeném úseku samozřejmě nesmí být zapojený spotřebič. Tato metoda je sice přesná, ale pro samotný provoz těžkopádná. [4]

- d) *Čtvrtá metoda* – Rychlosti poklesu tlaku. Po dosažení nejvyššího provozního tlaku se kompresor zastaví a uzavře se ventil mezi kompresorem a vzdušníkem a měří se čas t , za nějž poklesne v síti tlak (Δp) např. 1 bar. Výsledkem je pak hmotnostní ztráta: [4]

$$m_z = \frac{m_1 - m_2}{t} = \frac{V}{t} \cdot \frac{\Delta p}{R \cdot T_1} \quad [\text{kg} / \text{s}] \quad (4.4)$$

Pro výpočet objemové ztráty, už přepočtené na normální podmínky se použije vztah: [4]

$$Q_z = m_z \cdot \frac{R \cdot T_N}{p_N} = \frac{V}{t} \cdot \frac{\Delta p}{p_N} \cdot \frac{T_N}{T_1} \quad [m_N^3 / s] \quad (4.5)$$

Δp (kPa) pokles tlaku v síti

V (m^3)objem zkoušené části potrubí

p_N (kPa_{abs}), T_N (K)technický normální tlak a teplota

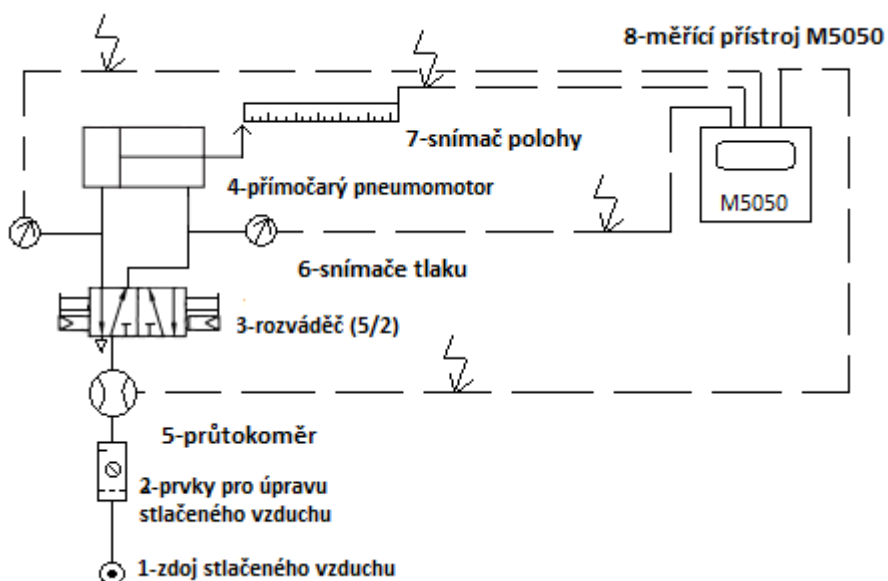
4.2 Spotřeba vzduchu typického přímočarého pneumomotoru

Spotřebu vzduchu jsem nejprve spočítal teoreticky podle stanovených vztahů a následně porovnal s experimentálním měřením. Experiment tvoří pneumatický obvod s přímočarým pneumomotorem, u kterého měříme spotřebu vzduchu, většinou vždy po 10-ti cyklech, čímž je měření přesnější. Spotřebu snímá průtokoměr SD6000, dále nám snímače tlaku, polohy a rychlosti posílají signály do měřicího přístroje M5050, který je vyhodnotí.

Rozlišujeme dva druhy spotřeby vzduchu:

- Průměrná spotřeba vzduchu – pro určení velikosti kompresoru a přívodního potrubí
- Okamžitá spotřeba – pro určení velikosti ventilů, průřezu hadic, šroubení atd.

4.2.1 Sestavený pneumatický obvod a identifikace prvků



Obr.4.2: Schéma měřeného pneumatického obvodu

Fotografie skutečného pneumatického obvodu je v **Přílohách**.

Použité prvky:

Přímočarý pneumomotor – typ: **CP95QDB63-250CB** – válec s lehkým chodem, s magnetem

- průměr pístu $D = 63\text{mm}$
- průměr pístnice $d = 20\text{mm}$
- zdvih $H = 250\text{mm}$



Obr.4.3: Přímočarý pneumomotor CP95QDB63-250CB [10]

Měřicí přístroj M5050 – pro snímání tlaků p_1, p_2 , polohy pístnice a rychlosti válce



Obr. 4.4: Měřicí přístroje M5050 [18]

Průtokoměr SD6000 – Zaznamenává spotřebu vzduchu. Měřicí rozsah 4 – 1250 dm^3/min



Obr. 4.5: Průtokoměr SD6000 [17]

Rozváděč 5/2 – pěticestný, dvoupolohový rozváděč, řízený mechanicky – ručně, nebo pneumaticky



Obr. 4.6: 5/2 rozváděč

Snímače tlaku



Obr. 4.7: Snímač tlaku

Snímač polohy



Obr. 4.8: Snímač polohy

4.2.2 Spotřeba vzduchu stanovená výpočty

Nejjednodušší výpočet spotřeby vzduchu provedeme prostým zjištěním objemu válce a jeho přepočtem z pracovního tlaku na normální podmínky:

Objem válce při vysouvání:

$$V = S.H = \frac{\pi.D^2}{4}.H = \frac{\pi.0,063^2}{4}.0,25 = 7,789.10^{-4} \quad m^3 \quad (4.6)$$

Spotřeba vzduchu při vysouvání, přepočtena na normální podmínky:

$$V_{VN} = V \cdot \frac{(p+1)}{p_N} = 7,789.10^{-4} \cdot \frac{5}{1} = 3,12.10^{-4} \quad m^3 = 3,89 \quad dm^3 \quad (4.7)$$

Objem válce pro zasouvání:

$$V = S.H = \frac{\pi.(D^2 - d^2)}{4}.H = \frac{\pi.(0,063^2 - 0,02^2)}{4}.0,25 = 7.10^{-4} \quad m^3 \quad (4.8)$$

Spotřeba vzduchu při zasouvání, přepočtena na normální podmínky:

$$V_{ZN} = V \cdot \frac{(p+1)}{p_N} = 7.10^{-4} \cdot \frac{5}{1} = 3,5.10^{-3} \quad m^3 = 3,5 \quad dm^3 \quad (4.9)$$

$$\text{Celková spotřeba na jeden cyklus: } V_N = V_{VN} + V_{ZN} = 3,89 + 3,5 = \underline{7,39 \quad dm^3} \quad (4.10)$$

Spotřeba vzduchu potřebná k vysunutí podle vztahu, který uvádí SMC [3] (jsou zde zahrnuty i termodynamické ztráty):

$$V_{VN} = \frac{1,4 \cdot D^2 \cdot \pi/4 \cdot H \cdot (p + 0,1)}{10^5} = \frac{63^2 \cdot \pi/4 \cdot 250 \cdot (0,4 + 0,1)}{10^5} = 5,45 \text{ dm}^3 \quad (4.11)$$

Spotřeba vzduchu potřebná k zasunutí podle vztahu, který uvádí SMC [3] (jsou zde zahrnuty i termodynamické ztráty):

$$V_{ZN} = \frac{(D^2 - d^2) \pi/4 \cdot H \cdot (p + 0,1)}{10^5} = \frac{(63^2 - 20^2) \pi/4 \cdot 250 \cdot (0,4 + 0,1)}{10^5} = 4,9 \text{ dm}^3 \quad (4.12)$$

Spotřeba na jeden cyklus: $V_N = V_{VN} + V_{ZN} = 5,45 + 4,9 = \underline{10,35 \text{ dm}^3}$

4.2.3 Spotřeba vzduchu přímočarého pneumomotoru stanovená experimentálně

Experiment se provedl na pneumatickém obvodu sestaveném dle schématu. Pracovní tlak nastaven na $p = 4$ bar. Měřidlem spotřeby vzduchu je přístroj SD6000, umožňující kromě měření okamžitého průtoku, také měření celkové spotřeby vzduchu. Je zapojen na vstup do rozváděče. Pro větší přesnost měření byl zvolen počet cyklů 10.

Průběh tlaků v přímočarém pneumomotoru, zaznamenaný programem Hydrowin je v **Přílohách**. (obr.8.1 a 8.2).

1) Měřeno bez úsporných ventilů, pro 10 cyklů (vysouvání i zasouvání)

Výchozí hodnota na průtokoměru SD6000 $\rightarrow 21,8 \text{ m}^3$

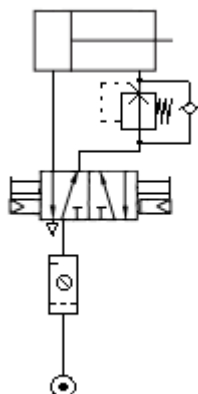
Hodnota na SD6000 po deseti cyklech $\rightarrow 21,88 \text{ m}^3$

Spotřeba činí $0,083 \text{ m}^3$ (při normálním stavu 101325 Pa a 15°C) \rightarrow Musíme přepočítat na normální podmínky (100000 kPa a 20°C):

$$V_N = V \cdot \frac{p_1}{p_N} \cdot \frac{T_N}{T_1} = 0,083 \cdot \frac{101,325}{100} \cdot \frac{293}{288} = \underline{\underline{0,086 \text{ m}^3}} \quad (4.12)$$

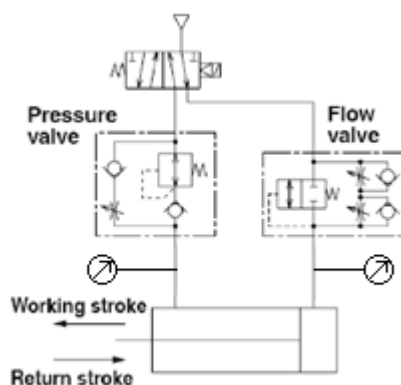
2) Měřeno za použití úsporných ventilů

Pro snížení spotřeby je možno například snížit tlak pro návrat pístnice. To se možné řešit tak, že se do zasouvací větve zapojí redukční ventil.



Obr. 4.9: Redukční ventil

Firma SMC dodává tzv. úsporné ventily, což je v podstatě totéž, ale ještě v kombinaci se škrticími ventily pro regulaci rychlosti.



Obr.4.10: Schéma zapojení úsporných ventilů v obvodu

Úsporné ventily ASQ 53OF-02-06F a ASR 53OF-02-06F



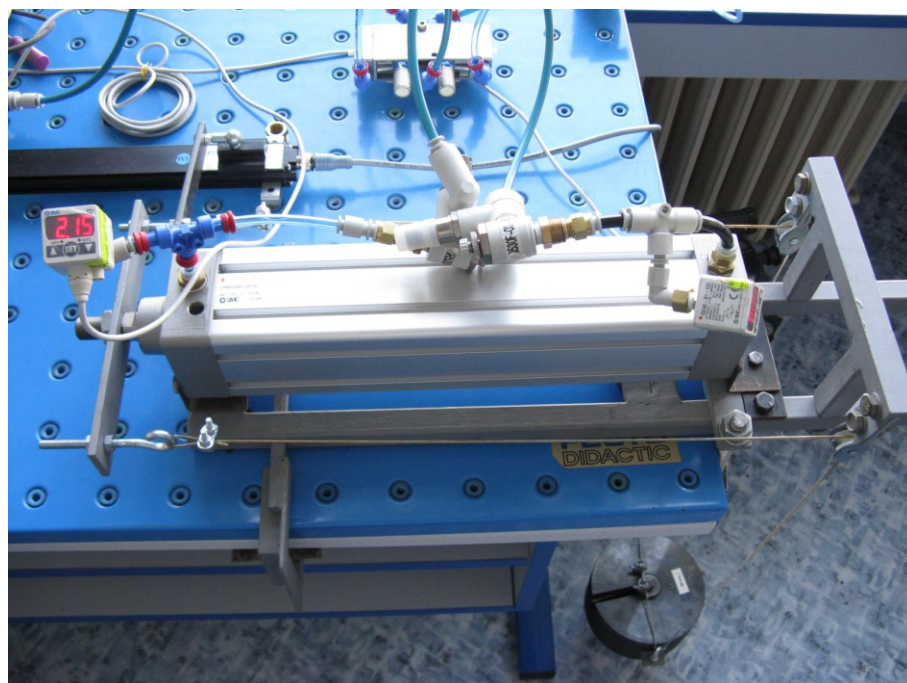
Obr.4.11: Úsporný ventil ASQ [10]

Výhody:

- Snižuje spotřebu vzduchu až o 40% provedením zpětného zdvihu za sníženého tlaku
- Stálý pracovní a zpětný zdvih
- Lepší odezvy
- Nastavený tlak může být pevný nebo pohyblivý
- Snadné připojení
- ASR: ventil (regulátor s non-zpětným ventilem + regulátor průtoku)
- ASQ: ventil (rychlý posuv a výfukový ventil + regulátor průtoku)
- Instant těla umožňuje vypouštění rotace o 360 °

Nevýhody:

- Zabraňuje použití v aplikacích, kde je válec svisle umístěný



Obr.10: Experimentální měření přímočarého pneumomotoru s úspornými ventily

1) Pracovní tlak 4 bar.

Zpětný tlak na úsporném ventilu ASQ (redukční ventil) nastaven na 1 bar.

Před měřením bylo odečteno na SD6000: $21,65 \text{ m}^3$

Hodnota po 10 cyklech: $21,72 \text{ m}^3$

➔ Spotřeba vzduchu pro 10 cyklů, za použití úsporných ventilů: **$0,07 \text{ m}^3$**

Přepočteno na normální podmínky (100000 kPa a 20°C):

$$V_N = V \cdot \frac{p_1}{p_N} \cdot \frac{T_N}{T_1} = 0,07 \cdot \frac{101,325}{100} \cdot \frac{293}{288} = \underline{\underline{0,072 \text{ m}^3}}$$

2) Pracovní tlak 4 bar. Zátěž při vysouvání 10,285kg.

Zpětný tlak na úsporném ventilu ASQ (redukční ventil) nastaven na 2 bary.

Spotřeba pro 10 cyklů: z $21,91 \text{ m}^3$ --> $21,99 \text{ m}^3$ ➔ **$0,073 \text{ m}^3$**

Přepočteno na normální podmínky (100000 kPa a 20°C):

$$V_N = V \cdot \frac{p_1}{p_N} \cdot \frac{T_N}{T_1} = 0,073 \cdot \frac{101,325}{100} \cdot \frac{293}{288} = \underline{\underline{0,076 \text{ m}^3}}$$

4.3 Porovnání a vyhodnocení spotřeby vzduchu přímočarého pneumatického motoru

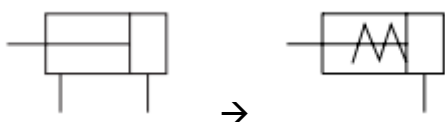
| Typ výpočtu / experimentu | Spotřeba vzduchu v [dm^3] na 10 cyklů | Úspora vzduchu v [%] |
|--|---|----------------------------|
| Vypočtená spotřeba bez termodynamických ztrát | 73,9 | - |
| Vypočtená spotřeba s termodynamickými ztrátami | 103,5 | - |
| Naměřená spotřeba bez úsporných ventilů | 86 | - |
| Naměřená spotřeba s úspornými ventily (nastaven 1bar) | 72 | 19,4 |

| | | |
|--|----|-------------|
| Naměřená spotřeba s úspornými ventily (nastavené 2bary) | 76 | 13,2 |
|--|----|-------------|

Tab. 4.2 Srovnání naměřených a vypočtených hodnot a úspora vzduchu

Z experimentů a vypočtených hodnot vyplývá, že hodnota experimentu je někde mezi vypočtenou spotřebou bez termodynamických ztrát a spotřebou s termodynamickými ztrátami, což se dalo čekat. Úsporu spotřeby pro přímočarý pneumomotor lze provést dvěma způsoby:

- 1) A to buď zařazením do obvodu redukční ventily nebo speciální úsporné ventily, které sníží spotřebu docela výrazně a to v závislosti na nastaveném zpětném tlaku na redukčním ventilu (v našem případě se jedná o úsporu až o 10-20%). Nastavením minimálního přípustného tlaku by se v některých případech dalo ušetřit až 40%.
- 2) Druhým řešením je možné aplikovat místo dvojčinného přímočarého pneumomotoru motor jednočinný se zpětnou pružinou. Tímto řešením sice lze ušetřit až 45% spotřeby vzduchu (díky spotřebě pouze při vysouvání), ale jeho použití je mnohem více omezené (např. upínání polotovaru nebo vyhazovač). Síla šroubové pružiny působí proti síle vyvinuté tlakem vzduchu na plochu pístu, takže využitelná síla je menší o sílu (reakci) pružiny.



5. METODIKA A MĚŘENÍ ZTRÁT V ROZVODU VZDUCHU V LABORATOŘI

Netěsnosti potrubí, vzdušníku či kompresoru se zjišťují nejlépe v klidovém stavu. K měření ztrát v rozvodu vzduchu v laboratoři jsem tedy použil jednoduchou metodu – tzv. metodu rychlosti poklesu tlaku, kdy se natlakuje měřený prostor (vzdušník, potrubí) na pracovní tlak, uzavře se ventil mezi kompresorem a vzdušníkem a odečítá se pokles tlaku Δp za určitý časový interval. Ze vzniklého poklesu tlaku se pak vypočítá objemová ztráta, přepočtená na normální podmínky.

Úbytek tlaku jsem měřil na pěti místech:

- Kompresor ORLIK 240/24 (strojovna) – objem vzdušníku 24 dm^3
- Kompresor ORLIK 1JSK50 (laboratoř) – objem vzdušníku 40 dm^3
- Vzdušník SLOKOV VD (strojovna) – objem 300 dm^3
- Vzdušník (laboratoř) – objem 150 dm^3
- Rozvody vzduchu – vypočtený objem $2,897 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$
- Šroubení (T-kus) – vypočtený objem $7,85 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$

U kompresorů jsem provedl měření opakovaně. Naměřené hodnoty se od sebe příliš nelišily, ale jako platné jsem bral ty, jejichž měření bylo vykonáno za delší časový úsek a bylo tudíž přesnější.

Fotky jednotlivých zařízení a rozvodů jsou zahrnuty v **Přílohách**.

Teoretický výpočet objemové ztráty:

Příklad výpočtu objemové ztráty pro kompresor ORLIK 1JSK50, přepočtenou na normální podmínky:

$$Q_Z = \frac{V}{t} \cdot \frac{\Delta p}{p_N} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (5.1)$$

Naměřená tlaková ztráta: $\Delta p \text{ (bar)} = 4,161 \rightarrow 4,087 = 4,161 - 4,087 = 0,074 \dots$ za časový interval $t = 20 \text{ minut}$.

$$Q_Z = \frac{V}{t} \cdot \frac{\Delta p}{p_N} = \frac{0,024}{1200} \cdot \frac{7,4}{100} = 2,467 \cdot 10^{-6} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \approx 8,88 \cdot 10^{-3} [m^3 / h] \approx 0,016 [m^3 / den]$$

Δp (kPa) pokles tlaku v síti

V (m^3)objem zkoušené části potrubí

p_N (kPa_{abs}), T_N (K)technický normální tlak a teplota

Objemová ztráta ostatních zkoušených částí sítě se vypočítalo úplně stejně.

5.1 Určení ceny za $1 m_N^3$ pro kompresor ORLIK 240/24 (strojovna)

Jelikož jsem chtěl vyjádřit objemovou ztrátu v rozvodu pneumatické laboratoře také ve finanční sféře, tak byla rovněž zjištěna cena výroby stlačeného vzduchu. Pomocí wattmetru byla zjištěna spotřeba el. energie, resp. přímo cena energie při natlakování vzdušníku na pracovní tlak $p = 5,9$ bar. Na wattmetru byla nastavena cena 4,6 Kč/kWh:

Spotřeba kompresoru ORLIK 240/24 (strojovna) pro natlakování sítě na tlak 5,9 bar byla 0,11 Kč.

Spotřeba kompresoru ORLIK 1JSK50 (laboratoř) pro natlakování sítě na tlak 5,9 bar byla 0,16 Kč (respektive 0,17 Kč).

Výpočet ceny pro kompresor ORLIK 240/24 (strojovna):

Počáteční podmínky: $V_1 = 24l \dots p_N = 1 \text{ bar abs}$

Natlakování na: $p_N = (5,9 + 1) \text{ bar abs}$

$$\text{Ze stavové rovnice: } p \cdot V = r \cdot T \cdot m \rightarrow \frac{p_2 \cdot V_2}{T_2} = \frac{p_N \cdot V_N}{T_N} \quad (5.2)$$

Teplotu $T = 20^\circ\text{C}$ při shodných podmínkách zanedbáme.

Objem kompresoru při absolutní tlaku p_2 pak bude:

$$V_{2N} = V_1 \cdot \frac{p_2}{p_N} = 24 \cdot \frac{6,9}{1} = 165,6 \text{ dm}^3 \quad (5.3)$$

Objem, kterým jsme natlakovali vzdušník v kompresoru:

$$\Delta V = V_2 - V_1 = 165,6 - 24 = 141,6 \text{ dm}^3_N \quad (5.4)$$

$$\text{Výsledná cena za } 1 \text{ m}_N^3 \text{ pak bude: } x = \frac{y}{\Delta V} = \frac{11}{0,1416} = 77 \text{ hal} / \text{m}_N^3 \approx \underline{\underline{0,77 \text{ Kč} / \text{m}_N^3}} \quad (5.6)$$

y... spotřeba kompresoru v hal na natlakování sítě p = 5,9 bar (při nastavené ceně 4,6 Kč za 1 kWh) = 11 haléřů

Obdobně se vypočte cena pro druhý kompresor ORLIK 1JSK50 (laboratoř):

$$x = \frac{y}{\Delta V} = \frac{16,5}{0,236} = 70 \text{ hal} / \text{m}_N^3 \approx \underline{\underline{0,7 \text{ Kč} / \text{m}_N^3}}$$

y = 16,5 haléřů (při prvním natlakování byla spotřeba 16 haléřů, při druhém 17 haléřů)

Z těchto dvou výpočtů byla stanovena průměrná cena stlačeného vzduchu kompresorem za 1 m_N³ na **0,73 Kč**.

5.2 Experimentální výpočty pro jednotlivá místa měření:

Kompresor ORLIK 1JSK50 (laboratoř):

| <u>Počet měření</u> | <u>$\Delta p [\text{Pa}]$</u> | <u>t [min]</u> | <u>$Q_Z [\text{m}^3 / \text{s}]$</u> | <u>$Q_Z [\text{dm}^3 / \text{den}]$</u> | <u>Cena uniklého množství</u> [Kč / den] |
|---------------------|--|----------------|---|--|---|
| 2. | 7400 | 30 | $2,467 \cdot 10^{-6}$ | 213 | 0,16 |
| 3. | 11700 | 30 | $2,6 \cdot 10^{-6}$ | 225 | 0,165 |

Tab.5.1 Naměřené a vypočtené hodnoty kompresoru ORLIK 1JSK50

Kompresor ORLIK 240/24 (strojovna):

| <u>Počet měření</u> | <u>$\Delta p [\text{Pa}]$</u> | <u>t [min]</u> | <u>$Q_Z [\text{m}^3 / \text{s}]$</u> | <u>$Q_Z [\text{dm}^3 / \text{den}]$</u> | <u>Cena uniklého množství</u> [Kč / den] |
|---------------------|--|----------------|---|--|---|
| | | | | | |

| | | | | | |
|----|------|----|----------------------|----|-------|
| 1. | 3300 | 25 | $5,28 \cdot 10^{-7}$ | 46 | 0,033 |
| 2. | 1500 | 30 | $2 \cdot 10^{-7}$ | 17 | 0,012 |

Tab.5.2 Naměřené a vypočtené hodnoty kompresoru ORLIK 240/24

Vzdušník SLOKOV VD (strojovna):

| <u>Počet měření</u> | <u>$\Delta p [Pa]$</u> | <u>$t [min]$</u> | <u>$Q_Z [m^3 / s]$</u> | <u>$Q_Z [dm^3 / den]$</u> | <u>Cena uniklého množství</u> <u>[kč / den]</u> |
|---------------------|-----------------------------------|-----------------------------|-----------------------------------|--------------------------------------|--|
| 2. | 900 | 25 | $1,8 \cdot 10^{-7}$ | 156 | 0,11 |

Tab.5.3 Naměřené a vypočtené hodnoty vzdušníku SLOKOV VD

Vzdušník (laboratoř):

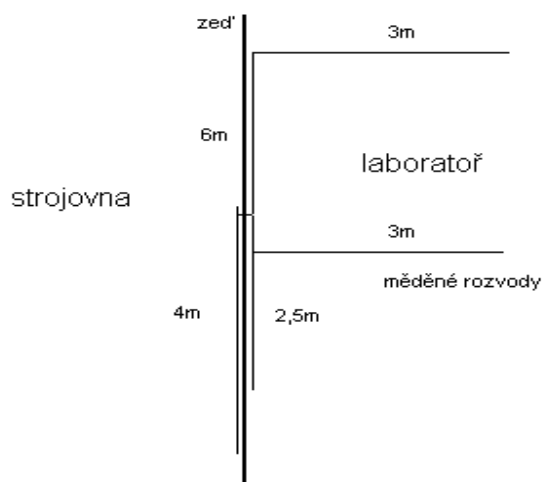
| <u>Počet měření</u> | <u>$\Delta p [Pa]$</u> | <u>$t [min]$</u> | <u>$Q_Z [m^3 / s]$</u> | <u>$Q_Z [dm^3 / den]$</u> | <u>Cena uniklého množství</u> <u>[kč / den]</u> |
|---------------------|-----------------------------------|-----------------------------|-----------------------------------|--------------------------------------|--|
| 2. | 3300 | 30 | $2,75 \cdot 10^{-6}$ | 238 | 0,17 |

Tab.5.4 Naměřené a vypočtené hodnoty vzdušníku (laboratoř)

Měděné rozvody:

| <u>Počet měření</u> | <u>$\Delta p [Pa]$</u> | <u>$t [min]$</u> | <u>$Q_Z [m^3 / s]$</u> | <u>$Q_Z [dm^3 / den]$</u> | <u>Cena uniklého množství</u> <u>[kč / den]</u> |
|---------------------|-----------------------------------|-----------------------------|-----------------------------------|--------------------------------------|--|
| 1. | 200 | 70 | $1,4 \cdot 10^{-7}$ | 0,12 | 0,00009 |

Tab.5.5 Naměřené a vypočtené hodnoty vzdušníku měděných rozvodů



Obr.5.1 Schéma rozvodů

Šroubení (T-kus):

| <u>Počet měření</u> | <u>$\Delta p [Pa]$</u> | <u>$t [\text{min}]$</u> | <u>$Q_z [m^3 / s]$</u> | <u>$Q_z [dm^3 / \text{den}]$</u> | <u>Cena uniklého množství</u> <u>[kč / den]</u> |
|---------------------|-----------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|---|--|
| 1. | 3000 | 5 | $3,1 \cdot 10^{-7}$ | 27 | 0,02 |

Tab.5.6 Naměřené a vypočtené hodnoty šroubení (T-kus)

5.3 Shrnutí měření a návrh případných nápravných opatření:

Celkové údaje v laboratoři / strojovně:

| <u>Počet měření</u> | <u>$\Delta p [Pa]$</u> | <u>$t [\text{min}]$</u> | <u>$Q_z [m^3 / s]$</u> | <u>$Q_z [dm^3 / \text{den}]$</u> | <u>Cena uniklého množství</u> <u>[kč / den]</u> |
|---------------------|-----------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|---|--|
| 6. | 16300 | 190 | $6,05 \cdot 10^{-6}$ | 522,72 | 0,38 |

Tab.5.7 Shrnutí naměřených a vypočtených hodnot

Na základě naměřených a vypočtených hodnot lze konstatovat, že největší ztráty v rozvodu pneumatické laboratoře jsou přímo v laboratoři a to jak na kompresoru ORLIK 1JSK50, tak ve vzdušníku (150 l). Jako efektivní opatření lze v případě vzdušníku zkontrolovat, případně vyměnit šroubení ve výstupních částech nádoby (kondenzátor,

tlakoměr, ventily). Co se týče kompresoru, tak ten se ukázal býti nejztrátovějším, ale přesto nepřipadá v úvahu jeho výměna, což by byla drahé řešení. Nabízí se tedy možnost nevyužívat jej v takové míře a upřednostňovat raději k natlakování sítě kompresor ve strojovně, který se z hlediska tlakových ztrát i spotřeby jeví daleko lepším a spolehlivějším. A nebo odstavit kompresor – tj. natlakovat rozvod a uzavřít ventilem kompresor od stlačeného vzduchu v rozvodu. Šroubení (T-kus) také vykazuje ztrátu, ale jeho případná výměna nebo utěsnění by z hlediska rozměrů nemělo být problém.

Měděné rozvody k jednotlivých pneumatickým mechanismům jsou zřejmě nejtěsnější a nevykazují téměř žádnou ztrátu a to v dlouhodobém časovém horizontu.

Hadice jsou zcela neporušené a spolehlivé.

Kromě této objemové metody, jsem měl možnost vyzkoušet si i speciální ultrazvukový snímač **SONATEC SONAPHONE R** (fotky i měření jsou v Příloze), který pracuje na principu snímání ultrazvukových vln, které vydávají úniky vzduchu.

Po celém rozvodu tento přístroj ale nezaznamenal žádné slyšitelné úniky.



Obr. 5.2 Ultrazvukový snímač SONATEC SONAPHONE R

SONAPHONE - Technická data

Provozní frekvence: 40 kHz

Sondy pro měření: L50 bezkontaktní, L51 kontaktní, L52 s hrotem, L55 Sonospot

Akustický výstup: vestavěný reproduktor a konektor pro externí sluchátka

Komunikační rozhraní: USB port USB port

Pracovní teplota: 0+40°C

Po konzultaci s pracovníky filmy MOS technik, kteří mi umožnili vyzkoušet tento přístroj na rozvodech v pneumatické laboratoři lze říci, že přestože byly metodou měření poklesu tlaku v systému zjištěny úniky, je celý rozvod vzduchu ve velmi dobrém stavu. Takovým minimálním ztrátám, ke kterým v systému dochází, nelze v podstatě efektivně zabránit. Vzhledem k tomu, že nebyly zjištěny významnější úniky pomocí ultrazvukového snímače, bylo by potřeba použít jinou metodu a to detekční sprej, nebo mýdlovou vodu, ale tyto metody by vzhledem k velkému počtu spojů byly zdoluhavé a nákladné. Dále vzhledem k tomu, že systém není pod tlakem každý den, celkové náklady na zjištění netěsností a jejich nápravu by značně převýšily roční ztrátu netěsnostmi, která by v extrémním případě mohla činit 140 Kč, což je zanedbatelná položka.

6. ZÁVĚR

Všechny body obsahující zadání diplomové práce se mi ať už ve větším či menším měřítku podařily splnit.

Energetická hlediska pneumatických systémů jsou v současné době velice diskutovanou problematikou, protože pneumatické mechanismy si drží ve světě velice solidní pozici (cca 8-10 % z veškeré spotřeby elektrické energie připadá na výrobu stlačeného vzduchu) a to nejen ve strojírenském průmyslu, ale i v ostatních průmyslových i jiných odvětvích (hornictví, metalurgie, zdravotnictví, potravinářství atd.)

Stlačený vzduch je z energetického hlediska velice náročnou technologií a zvýšení účinnosti strojů (kompresorů) je záležitostí drahou a složitou. Daleko snazší možností, jak docílit významných úspor energie je dobře zpracovaným projektem, hospodárným provozem, dobrou údržbou a včasnou diagnostikou výrobního a rozvodného zařízení a spotřebičů. V současné době je kladen velký důraz na kvalitu stlačeného vzduchu, protože jedině kvalitní suchý a čistý vzduch je zárukou dlouhodobě spolehlivého chodu systému a bezporuchovosti.

Diplomová práce se zabývá hlavně energetickými ztrátami při provozu pneumatických systémů, tedy tlakovými a objemovými ztrátami, které mají významný podíl na hospodárnosti pneumatického systému. Proto je velice důležitý návrh optimálního rozvodu stlačeného vzduchu (kapitola 3), jelikož tlaková ztráta v rozvodech může snížit výslednou výkonnost spotřebiče poměrně hodně.

Kromě teoretické části, čili základních zákonů a výpočtových vztahů pro proudění (kapitola 1) a spotřebu stlačeného vzduchu a problematiku energetické náročnosti výroby, úpravy a rozvodu stlačeného vzduchu (kapitola 2) se tato práce zabývá úsporou energie u zvoleného obvodu s přímočarým motorem (kapitola 4).

Obsahem této kapitoly je teoretický výpočet spotřeby stlačeného vzduchu přímočarého pneumomotoru pro 10 cyklů (1 cyklus = vysouvání a zasouvání válce) a porovnání s experimentem, provedeným v laboratoři pneumatiky. Na základě srovnání vypočtených a

naměřených hodnot lze konstatovat, že úspora spotřeby vzduchu pro přímočarý válec se dá realizovat několika způsoby.

- 1) Místo dvojčinného pneumomotoru zařadit pneumomotor jednočinný se zpětnou pružinou, což nám ušetří zhruba 45% stlačeného vzduchu, ale jeho použití je mnohem více omezené (např. upínání polotovaru nebo vyhazovač). Síla šroubové pružiny působí proti síle vyvinuté tlakem vzduchu na plochu pístu, takže využitelná síla je menší o sílu (reakci) pružiny.
- 2) Daleko přijatelnějším a výhodnějším řešením je snížit pracovní tlak při návratu pístnice. Toho lze dosáhnout zařazením redukčních ventilů do obvodu. Zřejmě nejvýhodnějším řešením se ukázalo zařadit do obvodu speciální úsporné ventily firmy SMC, které mají v obvodu stejný princip jako redukční ventily, ale navíc v sobě mají i škrticí ventily, takže lze navíc regulovat rychlost zasouvání. Úsporné ventily ASQ a ASR sníží spotřebu docela výrazně a to v závislosti na nastaveném zpětném tlaku na redukčním ventilu. Konkrétně v tomto experimentu šlo o úsporu vzduchu o 10-20%. Nastavením minimálního přípustného tlaku by se teoreticky v některých případech dalo ušetřit až 40%.

Hlavní částí této diplomové práce bylo experimentálně zjistit ztráty vzduchu v rozvodu stlačeného v laboratoři pneumatiky (kapitola 5).

Ke zjištění ztrát jsem navrhl metodu objemovou – pokles rychlosti tlaku. Změřeny byly oba kompresory (ORLIK 1JSK50 a ORLIK 240/24) a to pro správnost měření raději 2x. Dále oba vzdušníky (jeden 150 l v laboratoři, druhý 300 l ve strojovně), měděný rozvod vzduchu a šroubení (T-kus), zapojený nad vzdušníkem ve strojovně. Data zaznamenával měřicí přístroj M5050, na kterém jsem odečetl ztrátu tlaku před a po určitém časovém intervalu (většinou 30 minut a více). Jelikož by bylo dobré vyjádřit ztrátu vzduchu ve finančním měřítku, spočítal jsem také spotřebu obou kompresorů (v Kč) k natlakování sítě na pracovní tlak 5,9 bar. Zprůměrováním obou hodnot jsem určil výslednou cenu za $1m_N^3$, což je 0,73Kč.

Z výsledných hodnot převedených na objemovou ztrátu $Q_z [m^3 / den]$ a v [Kč / den] lze snadno porovnat, kde jsou ztráty největší a kde naopak minimální. Jako nejztrátovější se ukázal být kompresor a vzdušník v laboratoři. Jako efektivní opatření se nabízí v případě kompresoru nevyužívat jej v tak hojné míře a upřednostňovat raději kompresor

ve strojovně, který je na tom co se týče ztrát i spotřeby lépe a nebo po natlakování sítě jej ventilem odstavit. U ztrátového vzdušníku by bylo vhodné zkontrolovat šroubení na výstupních částech (tlakoměry, ventily, vypouštění kondenzátu).

Šroubení (T-kus) také vykazoval určité ztráty, a v současné době je ale na dobré úrovni a v případě vyšších ztrát postupem času, by jeho případná výměna vzhledem k rozměrům a snadné montáži neměla být problém.

Jako nejtěsnější a dalo by se říct téměř bezztrátové jsou měděné rozvody k jednotlivým spotřebičům. Rovněž hadice jsou v dobrém stavu.

Kromě této metody rychlosti poklesu tlaku jsem měl možnost vyzkoušet si v pneumatické laboratoři ultrazvukový snímač SONATEC SONAPOHONE R, který zachycuje lidským sluchem neslyšící ultrazvukové signály. Prozkoušel jsem všechna šroubení a rozvody, ale tento přístroj nezjistil žádné výraznější úniky. Zřejmě daleko platnější metodou by bylo použití detekčního spreje nebo mýdlové vody.

Výsledné ztráty v rozvodu stlačeného vzduchu v laboratoři jsou opravdu minimální a přepočtem na finanční ztrátu za rok je zde v extrémním případě (systém totiž není pod tlakem každý den) ztráta 140 Kč, což jsou náklady značně menší, než které by jsme vynaložili na zjištění a opravu netěsností.

Z toho vyplývá, že rozvod vzduchu v pneumatické laboratoři je na velice solidní úrovni a nemá význam se pouštět do oprav či výměn.

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji touto formou vedoucímu mé diplomové práce Ing. Lukáši Dvořákovi,
Ph.D.
za odborné vedení, rady a připomínky, které mi poskytl během psaní mé
diplomové práce.

7 . POUŽITÉ ZDROJE A LITERATURA

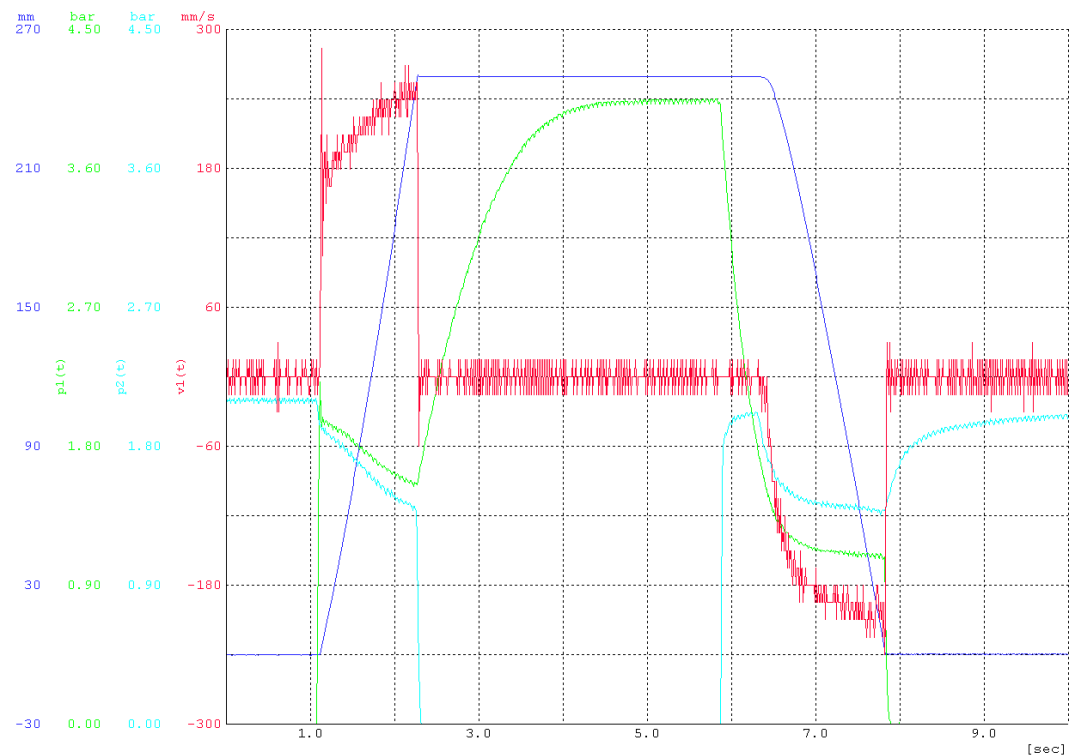
- [1] Kopáček, Jaroslav. *Pneumatické mechanismy Díl I. Pneumatické prvky a systémy*. Skriptum VŠB-TU Ostrava 1996. 265 s. ISBN 80-7078-306-0
- [2] Bojko, M.; Kozubková M.; Rautová J. *Základy hydromechaniky a zásobování hasiv*. VŠB Ostrava 2007. 181 s. ISBN 80-86634-53-1
- [3] Kolektiv autorů. *SMC Training – Stlačený vzduch a jeho využití*. Brno, SMC Industrial Automation CZ s.r.o. 2. vydání. 344 s.
- [4] Liška, A.; Novák, P. *Technika stlačeného vzduchu*. Praha: ČVUT, 1999, 361 s. 1. Vydání. ISBN 80-01-01947-0
- [5] Gebauer, G.; Rubinová, O.; Horká H. *Vzduchotechnika*. Brno, 2005, 262 s. ISBN 80-7366-027-X
- [6] Liška, A.; Horka, J. *Racionální hospodaření se stlačeným vzduchem*. In *Strojírenská výroba*. Praha: SNTL Praha. Sv. 33, č. 7-12. Listopad 1885. s. 857-866. ISSN 0039-2456
- [7] Beater, P. *Pneumatic drives: systém design, modelling and kontrol*. Berlin: Springer, 2007. 323 p . ISBN 978-3-540-69470-0
- [8] Engel, L. *Druckluft-Handbuch*. Essen: Vulkan, 1971. 601 s.

Zdroje z internetu:

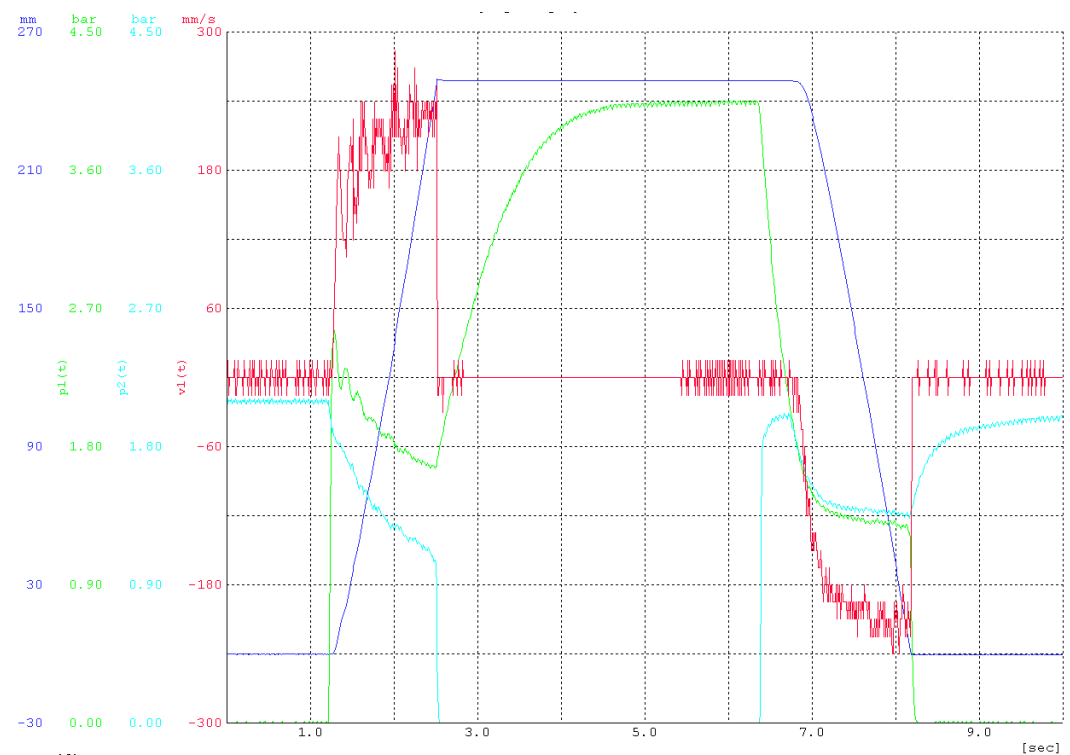
- [9] Festo, s.r.o., *Služba Úspory energie / Detekce netěsnosti* [online]
Dostupné z: http://www.festo.com/cms/cs_cz/9473.htm
- [10] SMC Training, *Produkty a řešení > Úspora energie* [online]
Dostupné z: <http://www.smc.cz>
- [11] MOS technik, *Pneumatický audit vašich systémů* [online]
Dostupné z: <http://www.mos Technik.cz/download/aktuality/audit.pdf>
- [12] QPRO, *Vzduchotechnika a klimatizace – výpočty ztrát v potrubí* [online]
Dostupné z: <http://www.qpro.cz/?id=Ztraty-trenim-ve-vzduchotechnickem-potrubí>

- [13] Časopis Řízení a údržba – příloha Energie, *Možnosti úspor energie v průmyslových podnicích* [online], říjen 2009
- Dostupné z: http://www.udrzba-cspu.cz/images/casopis_rizeni_udrzba/rizeni-udrzba-06.pdf
- [14] MPO-Efekt, *Stlačený vzduch – Snižování energetické náročnosti* [online], 53 s.
- Dostupné z: <http://www.mpo-efekt.cz/dokument/2179.pdf>
- [15] Janalík, J., *Potrubní hydraulická a pneumatická doprava* [online]. VŠB-TU Ostrava, 2010, 261 s.
- Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/putrubniahydrau.pdf>
- [16] Kozubková, M. a kol.: *Mechanika tekutin – návody pro laboratorní cvičení* [online]. VŠB-TU Ostrava, 2007, 121 s.
- Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/navod.pdf>
- [17] http://www.ifm.com/ifmcz/news/news_5NSGFT.htm
- [18] <http://www.338.vsb.cz/PDF/03.pdf>
- [19] <http://www.filco.cz/index.php?node=165>
- [20] Přednáška DOD2010b – Šetříme energii (na CD)

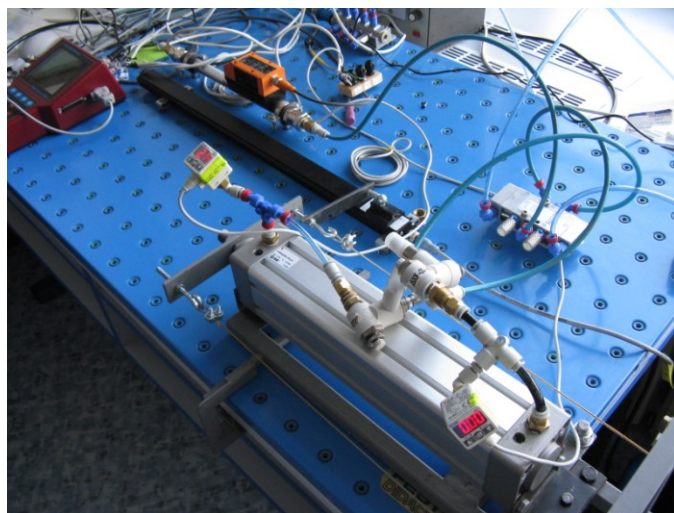
8. PŘÍLOHY



Obr.8.1: Průběh tlaků pneumatického motoru s úspornými ventily při jednom cyklu v programu Hydrowin



Obr.8.2: Průběh tlaků pneumatického motoru (se zátěží) s úspornými ventily při jednom cyklu v programu Hydrowin



Obr.8.3: Pneumatický obvod s přímočarým motorem (měřena spotřeba)



Obr.8.4: Šroubení (T-kus)



Obr. 8.5: Kompresor ORLIK 240/24 (strojovna)



Obr. 8.6: Kompresor ORLIK (laborať)



Obr. 8.7: Vzdušník SLOKOV VD (strojovna)



Obr. 8.8: Vzdušník (laborať)



Obr.8.8-8.10: Měděné rozvody a ventily



Obr.8.11: Ultrazvukový snímač SONAPHONE R



Obr.8.12: Průběh měření

